ThS. PHẠM ĐỨC

MÁY VẬN CHUYỂN LIÊN TỤC

NHÀ XUẤT BẢN GIAO THÔNG VẬN TẢI
HÀ NỘI – 2010

Scanned with CamScanner

LỜI NÓI ĐẦU

Chế tạo các loại máy nâng - chuyển mới có năng suất cao là một trong các hướng cơ bản phát triển kinh tế quốc dân. Trong đó, máy vận chuyển liên tục với những ưu thế hơn hẳn như năng suất cao, giá thành rẻ, đảm bảo hiệu quả kinh tế - kĩ thuật khi luồng hàng lớn, đang là phương tiện vận chuyển có tiến bộ mạnh nhất và thực sự chúng là phần không thể tách rời quá trình công nghệ trong sản xuất quy mô lớn và hàng loạt.

Các máy vận chuyển thiết kế mới cần đủ bền, đảm bảo tin cậy, tuổi thọ cao, tốn ít vật liệu và công sức nhất khi chế tạo, đồng thời phải có tính kinh tế trong khai thác. Điều đó đòi hỏi phải nghiên cứu toàn diện bằng lý thuyết, thực nghiệm, và trên cơ sở kết quả đó hoàn thiện các phương pháp tính toán.

Cuốn sách cung cấp kiến thức cơ bản về cấu tạo, nguyên lý hoạt động, phạm vi sử dụng và lý thuyết tính toán các loại máy vận chuyển liên tục, hy vọng phần nào đáp ứng các yêu cầu đó. Nội dung sách gồm hai phần, 13 chương: Phần 1 là cơ sở thiết kế máy vận chuyển liên tục. Phần 2 giới thiệu đặc điểm kết cấu và tính toán các loại máy vận chuyển liên tục thông dụng.

Cuốn sách được biên soạn theo yêu cầu đổi mới đào tạo, và được dùng làm tài liệu học tập, giảng dạy, nghiên cứu cho chuyên ngành máy xếp dỡ, máy nâng chuyển, máy xây dựng và cơ giới hoá xếp dỡ. Đồng thời, có thể làm tài liệu tham khảo cho các kỹ sư, cán bộ kỹ thuật, cán bộ quản lý chuyên ngành hay các ngành khác khi thiết kế, chế tạo và khai thác máy vận chuyển liên tục.

Lần đầu biên soạn, mặc dù tác giả đã rất cố gắng và tham khảo nhiều tài liệu tin cậy trong và ngoài nước, nhưng khó tránh khỏi thiếu sót. Rất mong nhận được những đóng góp quý báu để cuốn sách được hoàn thiện hơn. Tác giả chân thành cám ơn Th.s. Nguyễn Thị Xuân Hương đã cung cấp nhiều tư liệu hình ảnh minh hoạ có giá trị, cùng các bạn đồng nghiệp đã nhiệt tình giúp đỡ hoàn thành cuốn sách.

Tác giả

Scanned with CamScanner

PHẦN 1

CƠ SỞ THIẾT KẾ MÁY VẬN CHUYỂN LIÊN TỤC

Chương 1

KHÁI QUÁT CHUNG

1.1. CÔNG DỤNG VÀ PHÂN LOẠI

1.1.1. CÔNG DỤNG VÀ VAI TRÒ CỦA MÁY VẬN CHUYỂN LIÊN TỤC

Máy vận chuyển liên tục là loại máy dùng để vận chuyển các loại hàng rời, hoặc hàng khối theo 1 dòng liên tục.

Máy vận chuyển liên tục có vai trò quan trọng. Chúng là bộ phận cấu thành các quá trình công nghệ hiện đại. Chúng thiết lập và điều chỉnh nhịp độ sản xuất, có khả năng nâng cao năng suất lao động và tăng lượng sản phẩm. Cùng với chức năng vận chuyển - công nghệ, các máy vận chuyển liên tục, đại diện là các băng chuyền, là phương tiện chủ yếu để cơ giới hoá phức hợp và tự động các hoạt động xếp - dỡ hàng hoá.

Trong các xí nghiệp các băng chuyền được dùng:

Vận chuyển hàng hoá năng suất lớn, chuyển từ một nơi tới các nơi khác trong phạm vi nhà máy và với khu vực giao thông bên ngoài.

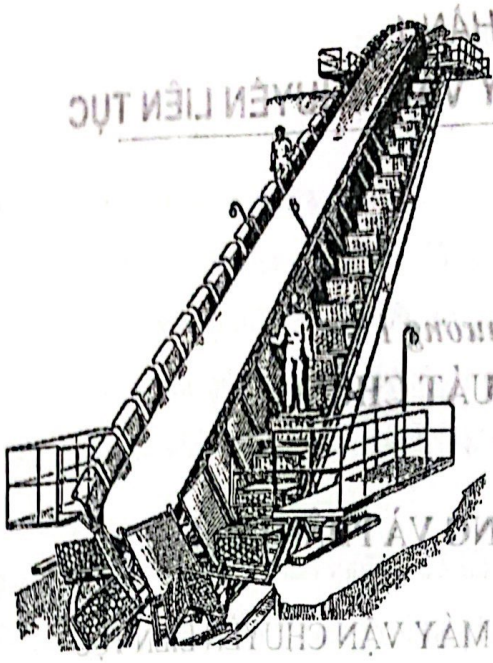
Dùng trong các tổ hợp vận tải của các thiết bị vận chuyển công suất lớn.

Chuyển nguyên vật liệu - thành phẩm theo quá trình công nghệ trong sản suất dây chuyền, hay trong các dây chuyền công nghệ tự động chế tạo - gia công các chi tiết và cụm thành phẩm, từ một chỗ gia công đến các chỗ khác, từ một giai đoạn công nghệ này sang giai đoạn khác, đồng thời bảo đảm tính nhịp nhàng của sản xuất. Trong nhiều trường hợp chúng còn kết hợp cả vai trò tích trữ (kho di động) và phân phối nguyên vật liệu, thành phẩm cho các dây chuyền công nghệ.

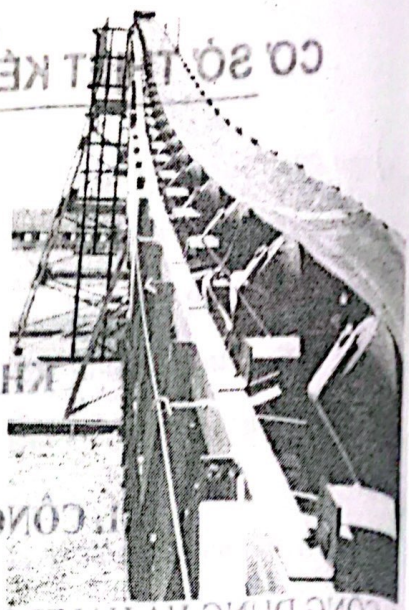
1.1.2. PHÂN LOẠI

Máy vận chuyển liên tục được phân loại dựa theo nguyên tắc làm việc, theo các dấu hiệu kết cấu, kiểu của bộ phận kéo và nâng hàng, loại hàng được vận chuyển, công dụng và lĩnh vực sử dụng.

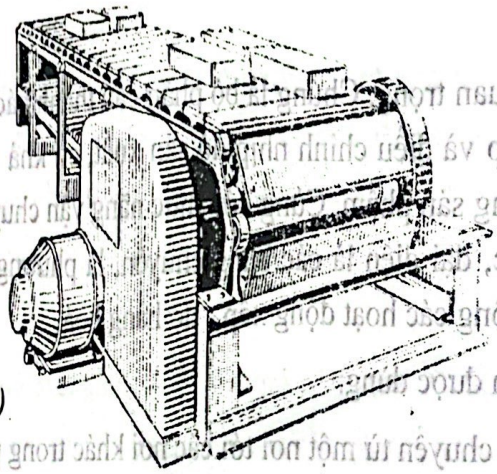
Scanned with CamScanner



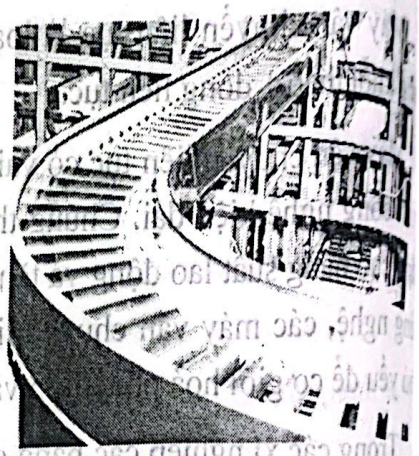
a)



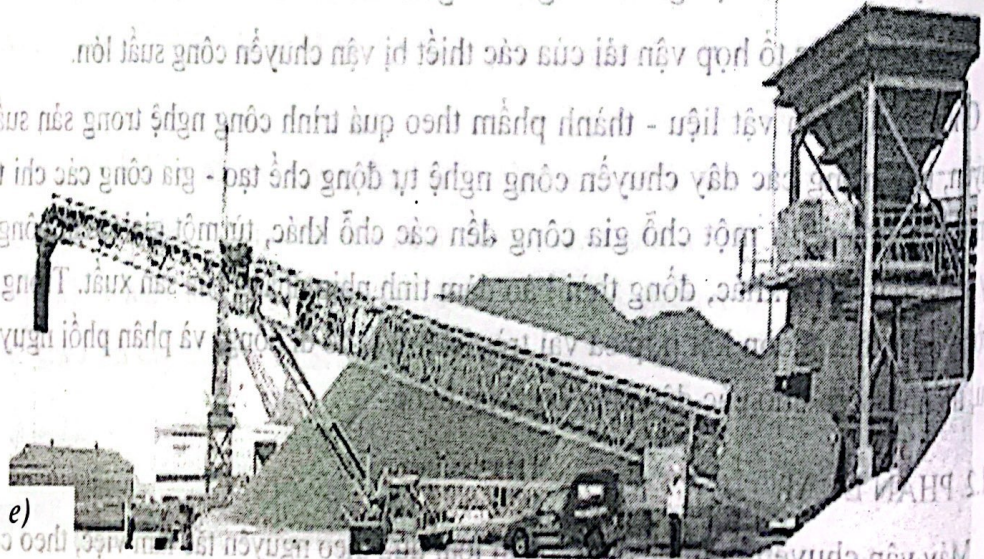
b)



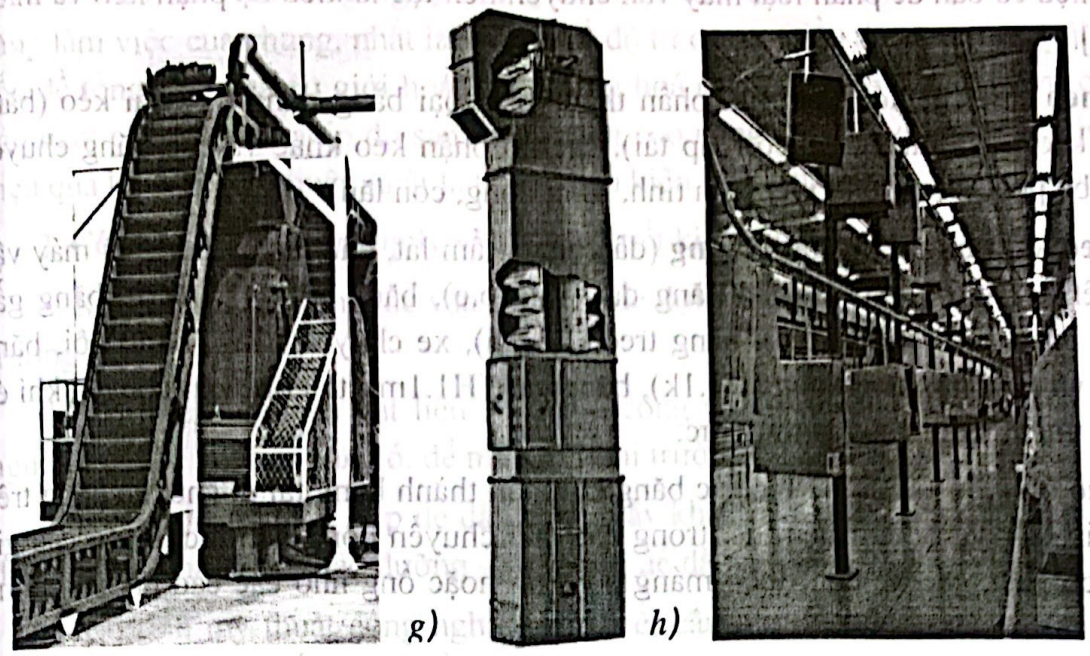
c)

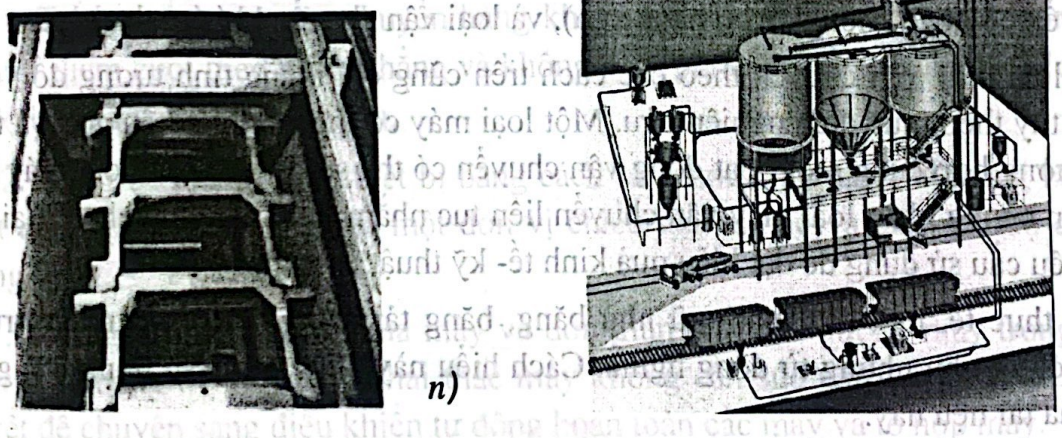


d)



e)





***Hình 1.1.** Các loại máy vận chuyển liên tục*

a- Thang máy liên tục; b- Băng đai; c- Băng tấm
d-Băng lăn; e- Băng đai kiểu ống lồng; f- Băng gầu
g- Băng gầu đứng (gầu nâng); h- Băng treo; i- Băng vít
k-Băng rung; m- Băng gạt; n- Vận chuyển khí ép.

Scanned with CamScanner

Dấu hiệu cơ bản để phân loại máy vận chuyển liên tục là kiểu bộ phận kéo và mang hàng. [23].

1. Theo thiết bị kéo người ta phân thành các loại băng dùng dây đai kéo (băng tải), xích kéo (xích tải), cáp kéo (cáp tải), các bộ phận kéo khác và các băng chuyền không có bộ phận kéo (xoắn vít, quán tính, rung động, con lăn).

2. Theo kiểu bộ phận mang hàng (dây băng, tấm lát, gầu mang hàng...) máy vận chuyển liên tục được chia thành: Băng đai (H1.1b,e), băng tấm (H1.1a,c), băng gầu (H1.1f,g), băng con lăn (H1.1d), băng treo (H1.1h), xe chuyển hàng, băng nôi, băng kiểu xoắn vít (H1.1i), băng rung (H1.1k), băng cào (H1.1m), thiết bị vận chuyển khí ép (H1.n), và thiết bị vận chuyển thuỷ lực.

3. Theo nguyên tắc làm việc các băng tải phân thành băng tải di chuyển hàng trên dải băng liền chuyển động liên tục, trong các gầu chuyển động liên tục, trong các giá treo, trên các sàn, các xe con; theo máng cố định hoặc ống nhờ các cào chuyển động liên tục.

4. Theo sự di động phân thành các băng tải tĩnh tại hoặc băng tải di động để vận chuyển hàng rời, hàng đơn chiếc và vận chuyển hành khách.

5. Theo hướng di chuyển hàng có thẳng đứng khép kín, ngang khép kín và các tuyến không gian.

6. Theo lĩnh vực sử dụng phân thành loại công dụng chung và chuyên dụng (băng xếp dỡ hàng rời đổ đống, thang nâng hàng khối, thang máy liên tục chuyển hành khách...).

7. Theo nguyên lí truyền lực máy vận chuyển liên tục có loại vận chuyển cơ học (vận chuyển có hoặc không có bộ phận kéo), và loại vận chuyển khí ép, thuỷ lực.

Phân loại máy vận chuyển theo các cách trên cũng chỉ mang tính tương đối. Cách phân loại tuỳ theo mục đích nghiên cứu. Một loại máy có thể có nhiều tên gọi, và trong một số trường hợp cùng một hoạt động vận chuyển có thể sử dụng nhiều loại máy khác nhau. Nhìn chung phân loại máy vận chuyển liên tục nhằm tính toán, lựa chọn loại máy đáp ứng yêu cầu sử dụng để đạt hiệu quả kinh tế- kỹ thuật cao nhất.

Trong thực tế, một số thuật ngữ như băng, băng tải, băng chuyền ở nhiều trường hợp được dùng như những từ đồng nghĩa. Cách hiểu này cũng được sử dụng trong một số phần của tài liệu này.

1.1.3. YÊU CẦU KỸ THUẬT CỦA MÁY VẬN CHUYỂN LIÊN TỤC

Để đáp ứng các vai trò quan trọng của máy vận chuyển liên tục và các chức năng làm việc của chúng trong sản xuất cũng như những ứng dụng ngày càng rộng rãi trong các dây chuyền công nghệ sản xuất liên hoàn, tự động, máy vận chuyển liên tục cần thoả mãn các yêu cầu về sử dụng và tính kinh tế thể hiện ở các mặt sau:

1. Trước hết, máy vận chuyển liên tục phải đảm bảo độ tin cậy (tính không hỏng hóc), độ bền và tuổi thọ cao, sử dụng thuận tiện và an toàn, đảm bảo tính kinh tế trong khai thác và có khả năng làm việc ở các chế độ tự động.

Đây là yêu cầu hết sức quan trọng. Sự liên quan trực tiếp, chặt chẽ của các máy vận

Scanned with CamScanner

chuyển với quá trình công nghệ chung của sản xuất đòi hỏi đặc biệt về độ bền và khả năng làm việc của chúng, nhất là ở các chế độ tự động. Điều đó cho phép giải quyết các vấn đề tổng hợp của cơ giới hoá và tự động hoá các quá trình vận chuyển- công nghệ, bảo đảm chất lượng, nhịp độ sản xuất, nâng cao năng suất lao động, tăng sản phẩm và hiệu quả kinh tế - kĩ thuật, nhất là trong điều kiện luồng hàng lớn.

2. Công suất động cơ hợp lý và sử dụng tiết kiệm nguồn năng lượng.

3. Kích thước gọn nhẹ, dễ vận chuyển, dễ dựng lắp, thích ứng với điều kiện và môi trường làm việc.

4. Tiết kiệm nguyên vật liệu và tốn ít công sức nhất khi chế tạo. Tận dụng được nguồn nguyên vật liệu sẵn có, dễ mua trên thị trường.

5. Có khả năng phối hợp dễ dàng với máy khác trong dây chuyền công nghệ. Thay đổi cơ cấu công tác và bảo dưỡng - sửa chữa dễ dàng, nhanh chóng.

6. Có tính mỹ thuật công nghiệp cao, kết cấu hợp lý, hình dáng đẹp, hài hoà. Có tính công nghệ tiên tiến, tính điển hình hoá.

7. Đảm bảo các yêu cầu vệ sinh môi trường, vệ sinh công nghiệp.

8. Giá thành đầu tư hạ, hiệu quả đầu tư cao.

1.1.4. PHƯƠNG HƯỚNG PHÁT TRIỂN MÁY VẬN CHUYỂN LIÊN TỤC

Sự phát triển hiện nay của các ngành công nghiệp đòi hỏi các máy vận chuyển liên tục cần phát triển theo các hướng sau:

1. Tạo ra các máy vận chuyển hàng không chỉ xếp dỡ - vận chuyển hàng từ điểm đầu tới điểm cuối theo tuyến thẳng và không gian phức tạp có khoảng cách lớn, mà còn có độ bền cao và công suất lớn.

2. Nâng cao năng suất thiết bị bằng cách lựa chọn dạng thiết bị mang hàng hợp lý nhất để tăng lượng hàng trên một đơn vị chiều dài của nó và tăng tốc độ của thiết bị mang hàng.

3. Nâng cao độ tin cậy của máy và đơn giản hoá bảo dưỡng máy trong điều kiện khai thác nặng nề. Tiến tới khai thác máy không cần sửa chữa. Đây là điều kiện tiên quyết để chuyển sang điều khiển tự động hoàn toàn các máy và tổ hợp máy.

4. Tự động hoá máy móc và các hệ thống băng chuyền nhờ công nghệ tin học.

5. Giảm khối lượng và kích thước nhờ các bộ phận kết cấu máy và các khâu của chúng được cải tiến hợp lý, khối lượng giảm. Sử dụng rộng rãi các chất dẻo và hợp kim nhẹ, dùng kim loại định hình uốn cong thay cho kim loại cán v.v.

6. Cải thiện điều kiện làm việc của công nhân bảo dưỡng - sử dụng, loại trừ khả năng thất thoát hàng vận chuyển, cách ly khỏi môi trường xung quanh các vật liệu, hàng hoá bụi, nóng, bốc khí và hoạt hoá.

7. Thống nhất hoá và tiêu chuẩn hoá trang thiết bị, đồng thời với việc tăng số lượng kiểu, kích cỡ của chúng.

Scanned with CamScanner

8. Nâng cao chất lượng và văn hoá sản xuất nhờ ứng dụng rộng rãi các phương pháp công nghệ tiên tiến và thẩm mỹ kĩ thuật.

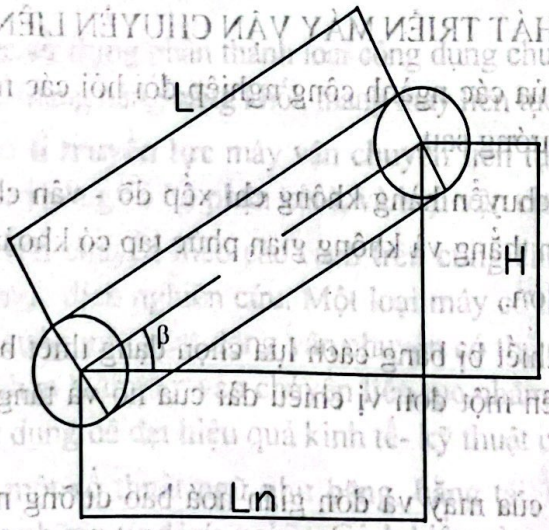
Theo các phương hướng đó đòi hỏi phải tiến hành nghiên cứu toàn diện bằng lý thuyết, thực nghiệm và trên cơ sở kết quả nghiên cứu, hoàn thiện các phương pháp tính toán băng chuyền.

1.2. THÔNG SỐ CƠ BẢN CỦA MÁY VẬN CHUYỂN LIÊN TỤC

1.2.1. NĂNG SUẤT Q (T/h, m^3/h, số mã hàng/h)

Là lượng hàng hoá, vật liệu mà máy vận chuyển được thông qua diện tích tiết diện thiết bị trong một đơn vị thời gian thường tính trung bình trong 1 giờ làm việc và có thể tính bằng T/h, m^3/h hoặc số sản phẩm trong một giờ. Trong một vài trường hợp, năng suất còn được xác định bằng số lượng hàng chuyển dịch qua một khoảng cách L_0(km) và được biểu thị dưới dạng công Q. L_0 (T.km).

1.2.2. THÔNG SỐ KÍCH THƯỚC



Hình 1.2. Kích thước cơ bản của băng

Thông số kích thước cơ bản của băng là chiều dài băng L, chiều dài vận chuyển L_n, và chiều cao nâng hàng H của nó (H1.2).

Các thông số trên quan hệ với nhau theo các biểu thức sau:

$$L_n = L.\cos\beta \quad (1.1)$$

$$H = L.\sin\beta = L_n.tg\beta \quad (1.2)$$

Với β - Là góc nghiêng băng so với phương ngang (độ)

Scanned with CamScanner

1.2.3. VẬN TỐC VẬN CHUYỂN VẬT LIỆU CỦA BĂNG

Vận tốc vận chuyển vật liệu ký hiệu là v (m/s, m/phút), được xác định theo chủng loại vật liệu vận chuyển, năng suất và điều kiện làm việc của băng. Khi vận chuyển hàng đơn chiếc cần chọn vận tốc nhỏ.

1.2.4. KHỐI LƯỢNG BẢN THÂN

Ký hiệu là G tính bằng tấn hay kg, là khối lượng toàn bộ các bộ phận, thiết bị của máy. Khối lượng bản thân ảnh hưởng tới kết cấu và giá thành máy, tới kết cấu, kích thước của các thiết bị liên quan như giá đỡ, mặt bằng, phương tiện vận chuyển...

Khi tính toán sơ bộ có thể chọn G theo máy mẫu, hoặc theo kinh nghiệm.

1.2.5. CÁC CHỈ TIÊU KINH TẾ - KỸ THUẬT

Để có thể đánh giá sơ bộ và áp dụng một loại băng nào đó vào việc vận chuyển hàng hoá với mục đích phân tích tính kinh tế, khi lựa chọn hoặc thiết kế, có thể dựa vào chỉ tiêu khối lượng và chỉ tiêu công suất:

- Chỉ tiêu khối lượng k_G: Là tỷ số giữa khối lượng bản thân máy với tổng chiều dài tuyến đường vận chuyển của nó.

$$k_G = \frac{G}{L_n + H} = \frac{G}{L(\cos\beta + \sin\beta)} \quad (T/m) \tag{1.3}$$

Chỉ tiêu khối lượng k_G đánh giá mức tiêu hao vật liệu chế tạo máy, tính trên một đơn vị chiều dài tuyến đường vận chuyển của nó.

- Chỉ tiêu công suất k_N: Là tỷ số giữa công suất của động cơ truyền động và năng suất trong thời gian 1 giây của máy.

$$k_N = \frac{N}{Q_s} \quad (kW/T/s) \tag{1.4}$$

Chỉ tiêu này đánh giá mức độ tiêu hao năng lượng của động cơ truyền động cho 1 đơn vị hàng hoá vận chuyển trong thời gian 1 giây.

Hai chỉ tiêu k_G, k_N dùng để so sánh các băng cùng loại và cùng vận chuyển một loại hàng hoá, vật liệu. Các hệ số k_G, k_N càng nhỏ thì tính kinh tế càng cao.

Để so sánh các băng khác nhau cần dựa vào chỉ tiêu về giá thành vận chuyển 1 đơn vị vật liệu trên 1 đơn vị chiều dài vận chuyển. Chỉ tiêu này phụ thuộc vào nhiều yếu tố như giá thành chế tạo máy, tuổi thọ, thời gian khấu hao, chi phí sửa chữa, chu kỳ sửa chữa, số công nhân điều khiển.

Ngoài ra, trong quá trình thiết kế còn để ý tới tính chất của vật liệu vận chuyển, chế độ, đặc điểm và điều kiện làm việc của máy.

Scanned with CamScanner

1.3. TÍNH CHẤT CỦA VẬT LIỆU VẬN CHUYỂN

Để lựa chọn đúng loại máy vận chuyển liên tục cho hàng hoá, vật liệu, cần chú ý đến tính chất của chúng. Hàng hóa vận chuyển nói chung có rất nhiều loại, song chủ yếu gồm 2 nhóm lớn là hàng đơn chiếc và hàng rời.

1.3.1. HÀNG ĐƠN CHIẾC

Hàng đơn chiếc bao gồm các loại hàng khối đồng nhất hay các thùng, hòm, bao, kiện chứa vật liệu rời. Chúng thường là các sản phẩm xây dựng, cơ khí, công nghiệp thực phẩm, công nghiệp nhẹ...(như xi măng bao, gạch viên, thép tấm, bệ máy, kiện hàng thực phẩm...).

Tính chất đặc trưng của hàng đơn chiếc là hình dáng đa dạng, kích thước, khối lượng hàng lớn, hệ số ma sát giữa chúng với thiết bị vận chuyển.

Theo kích thước 3 chiều, hàng đơn chiếc đồng nhất có hàng dạng thanh, dạng tấm và dạng khối.

Theo khối lượng của hàng có thể chia thành hàng nhẹ (< 15kg), hàng vừa (15-50 kg), hàng nặng (50-200 kg), và hàng rất nặng (>200 kg).

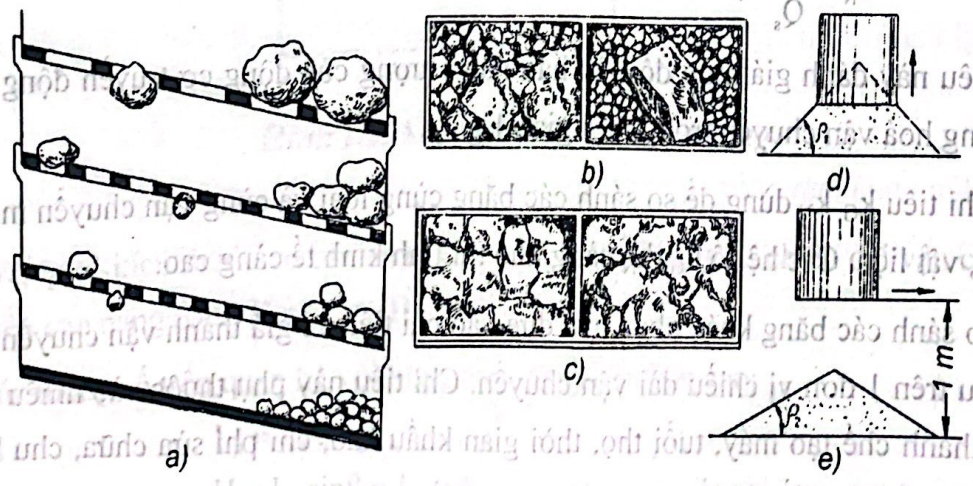
Ngoài ra cũng cần kể đến các tính chất đặc biệt như nhiệt độ, tính giòn, tính dễ vỡ, độc hại, ăn mòn, dễ cháy nổ và các tính chất khác của chúng.

1.3.2. HÀNG RỜI

Đặc tính của vật liệu rời được thể hiện qua kích thước hạt vật liệu, khối lượng riêng, tính chảy, độ ẩm và các tính chất khác.

1. Kích thước hạt vật liệu

Kích thước hạt đánh giá mức độ to, nhỏ của hạt vật liệu vận chuyển. Thành phần hạt được xác định qua việc sàng phân loại vật liệu.



***Hình 1.3.** Vật liệu vận chuyển.*
a- Phân loại vật liệu bằng sàng; b- Vật liệu chưa phân loại; c- Vật liệu đã phân loại; d, e- Xác định góc chảy tự nhiên tĩnh và động của vật liệu

Scanned with CamScanner

Nếu kích thước không gian của hạt vật liệu là a_1, a_2, a_3 thì kích thước danh nghĩa của hạt a có thể tính theo công thức:

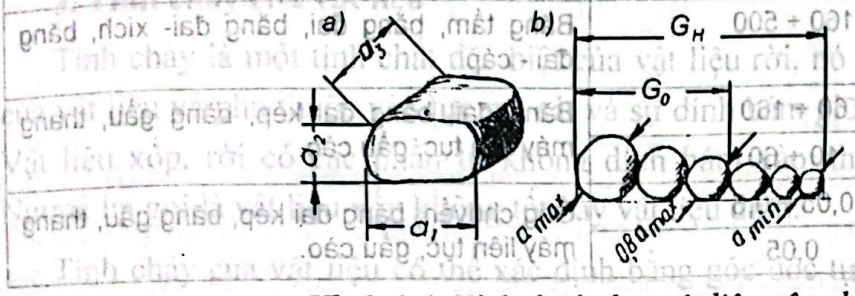
$$a = \sqrt[3]{a_1 a_2 a_3} \quad (1.5)$$

Nhóm cục vật liệu có kích thước thước hạt từ a_{max} tới $0.8a_{max}$ gọi là nhóm cục lớn nhất.

Nếu a_{max}, a_{min} là kích thước lớn nhất và nhỏ nhất của hạt vật liệu ở đống vật liệu vận chuyển mà tỷ số:

$\frac{a_{max}}{a_{min}} > 2.5$ thì vật liệu là nguyên khai (vật liệu thông thường), H1.3b

$\frac{a_{max}}{a_{min}} \leq 2.5$ thì vật liệu đã được tuyển chọn (vật liệu đồng nhất), H1.3c



Hình 1.4. Kích thước hạt vật liệu vận chuyển

Đặc trưng cho vật liệu rời là kích thước cục điển hình a'. Đối với vật liệu rời đã được tuyển chọn a' là kích thước hạt trung bình:

$$a' = \frac{a_{max} + a_{min}}{2} \quad (1.6)$$

Bảng 1.2. Kích thước cục điển hình của vật liệu rời, (mm)

Loại vật liệu	a_{min}	a_{max}
Kiểu cục:		
Lớn đặc biệt	320	-
Lớn cực đại	160	320
Trung bình	60	160
Nhỏ	10	60
Kiểu hạt:		
To	2	10
Nhỏ	0,5	2
Kiểu bột	0,05	0,5
Dạng bụi	-	0,05

Đối với hàng chưa phân loại nếu $c \geq 0,1$ vật liệu được xem là có kích thước lớn nhất và $a' = a_{max}$, nếu $c < 0.1$ thì $a' = 0.8a_{max}$ (H1.4) với:

Scanned with CamScanner

$$c = \frac{G_0}{G_H}.100\% \quad (1.7)$$

G_0- Khối lượng của nhóm hạt lớn nhất trong khối lượng thử.

G_H- Tổng khối lượng vật liệu thử.

Căn cứ vào kích thước của hạt có thể phân loại vật liệu rời theo bảng 1.2.

Khi xác định các kích thước làm việc giới hạn ví dụ như kích thước gầu, cần để ý tới cỡ hạt lớn nhất và tỷ lệ % của chúng trong đống hàng.

Tuỳ theo kích thước và khối lượng các cục hàng, có thể tiến hành lựa chọn định hướng kiểu băng tải và sau đó cụ thể hoá kết cấu của băng (bảng 1.3 và 1.4).

Bảng 1.3. Sử dụng các băng chuyền đối với vật liệu rời

Loại hàng	Kích thước cục a', mm	Kiểu băng tải khuyến cáo
Cục to	160 ÷ 500	Băng tấm, băng đai, băng đai- xích, băng đai - cáp
Cục vừa	60 ÷ 160	Băng đai, băng đai kép, băng gầu, thang máy liên tục, gầu cào.
Cục nhỏ	10 ÷ 60	
Dạng bột	0,05 ÷ 0,5	Ống chuyền, băng đai kép, băng gầu, thang máy liên tục, gầu cào.
Dạng bụi	0,05	

Bảng 1.4. Sử dụng các băng chuyền đối với vật liệu đơn chiếc

Loại hàng	Khối lượng m, (kg)	Kiểu băng chuyền khuyến cáo
Nhẹ	Đến 15	Băng đai, băng treo, Băng thẳng đứng một - và hai xích
Trung bình	15÷50	Băng đai, băng treo, Băng thẳng đứng một - và hai xích
Nặng	50÷200	Băng tấm, băng treo, băng nôi, băng xe con, băng thẳng đứng bốn xích
Rất nặng	200 và hơn	Băng tải lăn, băng xe con, băng thẳng đứng bốn xích

2. Khối lượng riêng: γ (T/m^3)

Khối lượng riêng của vật liệu rời là khối lượng của một đơn vị thể tích vật liệu, phụ thuộc vào tính chất cơ lý, thành phần hạt, mức độ nén chặt vật liệu, độ ẩm. Giá trị của nó luôn luôn nhỏ hơn khối lượng riêng vật liệu ở dạng nguyên khối.

Tỷ số giữa khối lượng riêng vật liệu ở dạng nguyên khối γ' trên khối lượng riêng của vật liệu ở dạng rời γ được gọi là hệ số tơi xốp.

$$f_L = \frac{\gamma'}{\gamma} > 1 \quad (1.8)$$

Scanned with CamScanner

Tuỳ thuộc vào phương pháp phá vỡ, tính chất cơ lý và các tính chất khác của vật liệu mà hệ số tơi xốp có những giá trị khác nhau:

Đối với đất đá mềm và than f = 1,1÷1,4;

Đối với đất đá cứng f = 1,6÷1,8;

Khi vật liệu bị ẩm, khối lượng riêng γ_a của nó có thể xác định theo khối lượng riêng khi khô γ_k theo công thức:

$$\gamma_a = \gamma_k.(1+\omega_a) \quad (1.9)$$

Với ω_a- độ ẩm của vật liệu.

Căn cứ vào khối lượng riêng có thể chia vật liệu thành loại nhẹ $\gamma \le 0,6$ t/m^3, vừa 0,6 ÷ 1,1 t/m^3 ; nặng 1,1 ÷ 2 t/m^3 và rất nặng > 2 t/m^3.

3. Tính chảy của vật liệu

Tính chảy là một tính chất đặc biệt của vật liệu rời, nó đánh giá mức độ linh động của vật liệu và phụ thuộc vào lực ma sát và sự dính bám giữa các hạt vật liệu với nhau. Vật liệu xốp, rời có các phần tử không dính bám vào nhau gọi là vật liệu xốp tốt. Ngược lại gọi là vật liệu xốp không tốt hay vật liệu dính.

Tính chảy của vật liệu có thể xác định bằng góc dốc tự nhiên của vật liệu ở trạng thái tĩnh φ_t và động φ_d.

Đối với vật liệu xốp tốt , có thể coi $\varphi_t = \varphi$ với φ là góc nội ma sát.

Đối với vật liệu dính thì $\varphi_t > \varphi$ và phụ thuộc vào phương pháp tạo hình dáng chân đống bằng cách đổ đống hay tự sụp đổ.

Khi đổ vật liệu thành đống (đổ rắc nhẹ):

$$\varphi_t' = \text{arctg}(\text{tg}\varphi + \frac{F_{db}}{\sigma_v}) \quad (1.10)$$

Khi vật liệu tự sụp đổ (đổ từ từ):

$$\varphi_t'' = \text{arctg}(\frac{\sigma_v.\text{tg}\varphi}{\sigma_v - 4,7F_{db}\sqrt{\text{tg}\varphi}}) \quad (1.11)$$

F_{db} - lực dính bám giữa các hạt vật liệu trên một đơn vị diện tích tiếp xúc (N/mm^2).

σ_V - ứng suất pháp của các hạt vật liệu. (N/mm^2)

Khi đổ vật liệu rơi từ một độ cao nào đó hoặc khi dịch chuyển thì góc dốc tự nhiên của vật liệu ở trạng thái động và $\varphi_d < \varphi_t$ vì thế năng của hạt vật liệu đã biến thành động năng làm tăng khả năng chuyển động của hạt vật liệu.

Góc dốc tự nhiên động φ_d có thể xác định bằng cách đổ vật liệu từ độ cao khoảng 1m (*H1.2e)*. Thông thường $\varphi_d = (0,35 \div 0,7)\varphi_t$

Scanned with CamScanner

4. Độ ẩm của vật liệu

Độ ẩm ω_a- là lượng nước chứa trong vật liệu. Độ ẩm làm tăng tính dính bám, khối lượng riêng và ảnh hưởng tới một số tính chất khác của vật liệu. Độ ẩm được xác định theo công thức sau:

$$\omega_a = \frac{G_1 - G_2}{G_2}.100\% \quad (1.12)$$

Trong đó:

G_1 - khối lượng vật liệu trước khi sấy khô, kg;

G_2 - khối lượng vật liệu sau khi sấy khô, kg.

Độ ẩm của vật liệu vận chuyển trong vùng mỏ không nên vượt quá 2 - 3%. Các loại vật liệu ở dạng bụi (như xi măng, bột, chất trợ dung, quặng bột...) dễ bị đóng cục, độ ẩm không nên vượt quá 1,5 - 2%. Các loại vật liệu rời có khuynh hướng dính kết đóng cục thì độ ẩm chứa trong vật liệu 2 - 3%.

5. Tính mài mòn của vật liệu

Tính mài mòn là tính chất làm mòn các bề mặt tiếp xúc với nhau khi có chuyển động tương đối. Mỗi loại vật liệu có tính mài mòn khác nhau, phụ thuộc vào độ thô, nhám, độ cứng, mức độ va chạm, cọ sát của hạt vật liệu với thiết bị. Độ mài mòn ảnh hưởng tới bề mặt thiết bị vận chuyển nên cần lựa chọn thiết bị và chế độ làm việc hợp lý nhằm giảm mài mòn, nâng cao tuổi thọ cho máy.

6. Độ dính bám của vật liệu

Độ dính bám của vật liệu là tính chất kết dính tự nhiên đóng thành từng tảng, hoặc dính bết vào thiết bị vận chuyển, phụ thuộc vào lực liên kết giữa các hạt, độ ẩm, hệ số ma sát và các yếu tố khác. Độ dính bám của vật liệu làm giảm năng suất và khả năng hoạt động của thiết bị. Khi tính toán cần để ý tới tính chất này.

7. Tính tự cháy của vật liệu

Một số loại vật liệu có khả năng oxi hoá mạnh (quặng sunphit, than đá…) làm tăng nhiệt độ trong đống vật liệu và dẫn đến hiện tượng tự cháy. Khi bảo quản vật liệu trong thời gian lâu cần chú ý xem xét hiện tượng tăng nhiệt độ trong đống vật liệu, tránh hiện tượng cháy nổ.

8. Các tính chất khác của vật liệu

Ngoài ra, nhiều loại vật liệu còn có các tính chất khác như khả năng ăn mòn hoá học, tính giòn, tính độc hại, nhiệt độ… Do vậy khi tính toán cần phân tích kỹ để lựa chọn các chi tiết, thiết bị phù hợp để hạn chế tác động xấu của các tính chất này.

Tính chất cơ - lý của một số vật liệu rời cho trong bảng 1.5.

Scanned with CamScanner

Bảng 1.5. Tính chất cơ-lí của vật liệu rời

Loại vật liệu	Khối lượng riêng γ, t/m^3	Hệ số ma sát trong f_B	Hệ số ma sát ngoài f_n		Nhóm mài mòn
			Trên cao su	Trên thép	
Apatit bột	1,6 ÷ 1,7	0,6 ÷ 0,7	0,6 ÷ 0,7	0,5 ÷ 0,6	C
Bột	0,4 ÷ 0,7	0,6 ÷ 1,2	0,8 ÷ 0,9	0,4 ÷ 0,6	A
Các bua canxi	1,2 ÷ 1,6	0,8 ÷ 0,9	0,4 ÷ 0,6	0,3 ÷ 0,5	B
Cát	1,2 ÷ 1,9	0,6 ÷ 0,8	0,4 ÷ 0,5	0,3 ÷ 0,8	C
Cốc	0,4 ÷ 0,5	0,5 ÷ 1,2	0,5 ÷ 0,6	0,4 ÷ 0,5	D
Criolit	0,8 ÷ 1,0	0,5 ÷ 1,1	0,6 ÷ 0,7	0,5 ÷ 0,6	C
Đá	1,3 ÷ 2,0	0,7 ÷ 0,8	0,6 ÷ 0,9	0,5 ÷ 0,8	D
Đá dăm	1,3 ÷ 2,0	0,6 ÷ 1,0	0,5 ÷ 0,7	0,4 ÷ 0,6	D
Đá vôi	1,2 ÷ 2,0	0,6 ÷ 1,3	0,6 ÷ 1,0	0,5 ÷ 1,0	B
Đất làm khuôn	0,8 ÷ 1,3	0,5 ÷ 0,7	0,4 ÷ 0,6	0,4 ÷ 0,7	C
Đất nền	1,1 ÷ 1,6	0,5 ÷ 1,0	0,8 ÷ 1,0	0,7 ÷ 1,0	C
Đất sét	1,0 ÷ 18	0,8 ÷ 1,0	0,8 ÷ 1,0	0,7 ÷ 1,0	B
Đất sét dạng bột	0,9 ÷ 1,1	0,5 ÷ 0,6	0,4 ÷ 0,5	0,4 ÷ 0,5	C
Flo rua nhôm	0,8 ÷ 0,9	0,5 ÷ 0,7	0,5 ÷ 0,6	0,4 ÷ 0,6	C
Gạch vụn thiêu kết	1,4 ÷ 1,5	0,9 ÷ 1,4	0,6 ÷ 0,8	0,5 ÷ 0,7	C
Hạt hướng dương	0,5 ÷ 0,7	0,6 ÷ 1,0	0,6 ÷ 0,7	0,4 ÷ 0,5	A
Hạt kê	0,7 ÷ 0,8	0,4 ÷ 0,5	0,3 ÷ 0,4	0,2 ÷ 0,3	A
Kiều mạch	0,6 ÷ 0,7	0,7 ÷ 0,8	0,4 ÷ 0,6	0,3 ÷ 0,5	A
Mùn gỗ cưa	0,2 ÷ 0,3	0,6 ÷ 1,5	0,5 ÷ 0,6	0,3 ÷ 0,5	A
Muối ăn	1,5 ÷ 1,8	0,6 ÷ 1,2	0,6 ÷ 0,7	0,5 ÷ 0,6	C
Lúa mỳ đen	0,6 ÷ 0,8	0,5 ÷ 0,8	0,4 ÷ 0,5	0,3 ÷ 0,5	A
Phốt phát đã thiêu	0,9 ÷ 1,0	0,7 ÷ 0,9	0,7 ÷ 0,8	0,6 ÷ 0,7	C
Quặng	1,7 ÷ 2,4	0,5 ÷ 0,9	0,7 ÷ 0,9	0,6 ÷ 0,8	D
Sỏi	1,5 ÷ 2,0	0,5 ÷ 1,0	0,7 ÷ 1,0	0,6 ÷ 1,0	B
Than bùn	0,3 ÷ 0,8	0,6 ÷ 1,2	0,5 ÷ 0,7	0,4 ÷ 0,6	B
Thạch cao	0,8 ÷ 1,6	0,6 ÷ 0,8	0,7 ÷ 0,8	0,6 ÷ 0,8	B
Than cám	0,8 ÷ 0,9	0,7 ÷ 1,0	0,5 ÷ 0,7	0,4 ÷ 0,7	D
Than đá	0,7 ÷ 0,9	0,5 ÷ 1,0	0,5 ÷ 0,7	0,3 ÷ 0,6	B
Tinh quặng nefenin	1,1 ÷ 1,3	0,6 ÷ 0,9	0,6 ÷ 0,7	0,3 ÷ 0,6	B
Tro xỉ	0,4 ÷ 0,9	0,8 ÷ 1,2	0,6 ÷ 0,9	0,6 ÷ 0,8	D
Xi măng	0,9 ÷ 1,6	0,5 ÷ 0,8	0,6 ÷ 0,7	0,3 ÷ 0,6	D
Xỉ đá núi lửa	0,6 ÷ 1,0	0,6 ÷ 1,2	0,4 ÷ 0,6	0,4 ÷ 0,7	D
Xô đa can xi	0,8 ÷ 1,3	0,7 ÷ 1,0	0,4 ÷ 0,6	0,3 ÷ 0,5	B

Ghi chú. A- không mài mòn, B- ít mài mòn, C- mài mòn, D- mài mòn cao.

Scanned with CamScanner

1.4. CHẾ ĐỘ LÀM VIỆC VÀ ĐẶC ĐIỂM ĐIỀU KIỆN LÀM VIỆC

14.1. CÁC CẤP SỬ DỤNG CỦA MÁY VẬN CHUYỂN LIÊN TỤC

Chế độ làm việc của máy đặc trưng bởi tải trọng và khoảng thời gian tác dụng của chúng, do cấp độ sử dụng của máy theo thời gian, theo năng suất và theo sức kéo của chi tiết kéo quyết định. Chúng xác định điều kiện tính toán các chi tiết của máy về độ bền và tuổi thọ, đồng thời còn cho biết các chỉ số khai thác máy thực tế.

Cấp sử dụng máy theo thời gian được đặc trưng bởi các hệ số làm việc theo thời gian tương đối của máy trong ngày đêm k_{ngd} và trong năm k_n:

$$k_{ngd} = \frac{t_{ngd}}{t'_{ngd}};\ k_n = \frac{t_n}{t'_n} \qquad (1.13)$$

Trong đó:

t_{ngd}, t_n - thời gian làm việc theo kế hoạch tương ứng với ngày đêm và năm;

t'_{ngd}, t'_n - thời gian làm việc theo lịch trong ngày đêm và năm tương ứng.

Yếu tố cơ bản xác định chế độ làm việc là cấp sử dụng máy theo thời gian và năng suất.

Phân chia các cấp sử dụng theo thời gian tuỳ thuộc vào giới hạn thời gian làm việc của máy được nêu trong bảng 1.6.

Bảng 1.6. Cấp sử dụng máy theo thời gian

Cấp thời gian	Ngày đêm		Năm	
	t'_{ngd}, (h)	k_{ngd}	t'_n, (h)	k_n
T1	Đến 5	Đến 0,20	Đến 1600	Đến 0,20
T2	5 ÷ 7	0,20 ÷ 0,32	1600 ÷ 2500	0,20 ÷ 0,32
T3	7 ÷ 16	0,32 ÷ 0,63	2500 ÷ 4000	0,32 ÷ 0,50
T4	16 ÷ 24	0,63 ÷ 1,00	4000 ÷ 6300	0,50 ÷ 0,80
T5	24	1,00	6300 ÷ 8000	0,8 ÷ 1,00

Cấp sử dụng máy theo năng suất của máy được đặc trưng bởi hệ số k_Q, giá trị của nó được xác định theo công thức:

$$k_Q = \frac{Q_{mcp}}{Q_{m.max}} = \frac{Q_{zcp}}{Q_{zmax}} \qquad (1.14)$$

Q_{mcp}, Q_{mmax} - năng suất khối lượng trung bình và tối đa của máy, (tấn/h).

Q_{zcp}, $Q_{z\,max}$ - năng suất chiếc trung bình và tối đa, (chiếc/h).

Cấp sử dụng máy theo năng suất được lấy theo k_Q như sau:

k_Q	Đến 0,25	0,25 ÷ 0,63	0,63 ÷ 1,0
Cấp	N1	N2	N3

Scanned with CamScanner

Cấp sử dụng băng tải theo tải trọng nâng và lực kéo của chi tiết kéo là những dấu hiệu bổ sung và được kể đến trong tính toán độ tin cậy và khi phân tích so sánh các băng đang được khai thác, hay trong tính toán tuổi thọ của các chi tiết.

Sử dụng băng theo tải trọng nâng trên chi tiết mang hàng (xe, phần tử kéo, tấm, sàn v.v) khi chuyên chở hàng đơn chiếc, được đặc trưng bởi các hệ số tải tối đa k_{max} và tương đương k_{td} của phần tử băng (bảng 1.7):

$$k_{max} = \frac{F_{max}}{F_{dm}} \quad (1.15)$$

Trong đó:

F_{max} - tải trọng thực tế tối đa của một xe trên một nhánh làm việc, (N);

F_{dm} - tải trọng định mức hay tải trọng tính toán của xe, (N).

$$k_{td} = \sqrt{\frac{1}{T_{ck}} \sum_{1}^{n} \left(\frac{F_i}{F}\right)^2 t_i} \quad , \quad (1.16)$$

Trong đó:

F_i - tải trọng thực tế của xe trên những đoạn riêng của tuyến băng, (N);

t_i - thời gian chuyển động của xe với tải F_i trong một chu kì, (ph);

T_{ck} - thời gian toàn bộ một chu kì làm việc của xe, nghĩa là thời gian toàn bộ vòng quay theo cả tuyến đường băng tải, (ph);

n - số đoạn với tải khác nhau F_i.

Bảng 1.7. Cấp sử dụng băng theo tải trọng nâng của phần tử mang hàng

Cấp chất tải	Hệ số chất tải	
	k_{max}	k_{td}
H_1	Đến 0, 5	Đến 0,25
H_2	0,5 ÷ 0,63	0,25 ÷ 0,5
H_3	0,63 ÷ 1,0	0,5 ÷ 0,8

Các cấp sử dụng băng tải theo lực kéo của phần tử kéo đặc trưng bởi các hệ số kéo tối đa k'_{max} và tương đương k'_{td} (bảng 1.8):

$$k'_{max} = \frac{S_{max}}{S_{gt}} \quad , \quad (1.17)$$

Trong đó:

S_{max} - lực kéo tối đa của chi tiết kéo (thực tế, tính toán) (N);

S_{gt} - lực kéo tối đa của chi tiết kéo theo giả thiết, (N).

Scanned with CamScanner

$$k'_{td} = \frac{1}{T_{ck}} \sum_{1}^{n} \left(\frac{S_i}{S_{gt}} \right) t_i , \quad (1.18)$$

S_i - lực kéo của chi tiết kéo trên từng đoạn tuyến đường (theo biểu đồ kéo), N;

t_i - thời gian tác dụng của lực S_i trong một chu kì, (ph).

Bảng 1.8. Các cấp sử dụng băng tải theo sức kéo của phần tử kéo

Cấp kéo	Hệ số kéo	
	k'_{max}	k'_{td}
S1	Đến 0,63	Đến 0,16
S 2	0,63 ÷ 0,8	0,16 ÷ 0,32
S3	0,8 ÷ 1,0	0,32 ÷ 0,63

1.4.2. CHẾ ĐỘ LÀM VIỆC

Các cấp sử dụng qui định 5 chế độ làm việc của băng (bảng 1.9, 1.10).

Bảng 1.9. Chế độ làm việc của băng chuyền tuỳ theo cấp thời gian

Cấp thời gian	Cấp sử dụng								
	Theo năng suất			Theo tải trọng			Theo sức kéo		
	N_1	N_2	N_3	H_1	H_2	H_3	S_1	S_2	S_3
T1	RNh	RNh	Nh	RNh	RNh	Nh	RNh	Nh	TB
T2	Nh	Nh	TB	Nh	Nh	TB	Nh	Nh	TB
T3	TB	TB	N	TB	TB	N	TB	TB	N
T4	N	N	RN	N	N	RN	N	N	RN
T5	N	RN	RN	N	RN	RN	N	RN	RN

Ký hiệu chế độ làm việc: RNh-rất nhẹ, Nh-nhẹ, TB-trung bình, N- nặng, RN- rất nặng

Bảng 1.10. Các chế độ làm việc và ví dụ sử dụng băng tải

Thời gian làm việc trong ngày	Cấp sử dụng theo thời gian	CĐLV	Ví dụ sử dụng băng tải
Ít hơn một ca	T_1	RNh	Băng làm việc theo định kì, ví dụ, ở những phân đoạn kho; để dọn phoi đất rơi vãi
Một ca Hai ca Ba ca	T_2 T_3 T_4	Nh TB N	Băng chuyền các loại, liên tục làm việc trong các xưởng công nghiệp khác nhau
Suốt ngày đêm	T_5	RN	Các băng chuyền cho các quá trình công nghệ liên tục trong công nghiệp hoá chất, luyện kim và các ngành khác (ví dụ, cấp liệu lò vào các lò cao)

Scanned with CamScanner

1.4.3. ĐẶC ĐIỂM ĐIỀU KIỆN LÀM VIỆC

Điều kiện sản suất và môi trường sử dụng băng tải quyết định việc lựa chọn kết cấu và các chi tiết của nó, vật liệu chế tạo, hệ số cản chuyển động, tuổi thọ, chức năng, vật liệu bôi trơn. Môi trường xung quanh đặc trưng bởi các điều kiện khí hậu; nhiệt độ; thành phần và nồng độ bụi; độ ẩm không khí; sự bão hoà hơi hoá chất (dung dịch, axit, muối v.v.), các khí, các phần tử thuốc màu, và các điều kiện sản xuất đặc biệt khác, các nguy cơ cháy- nổ ảnh hưởng có hại tới các chi tiết băng tải.

Đặc tính điều kiện làm việc về nhiệt độ và khí hậu cho trong bảng 1.11.

Nếu băng chuyền được đặt ở nhiều nơi có điều kiện sản xuất và nhiệt độ khác nhau, thì lấy nơi có điều kiện xấu nhất làm cơ sở để tính toán.

Các môi trường có nguy cơ cháy nổ phải sử dụng vật liệu qui định đặc biệt chống cháy-nổ áp dụng cho mỗi ngành công nghiệp cụ thể.

Bảng 1.11. Đặc tính điều kiện làm việc của băng chuyền theo nhiệt độ

Các ví dụ đặc trưng của thiết bị sản xuất	Kiểu loại theo khí hậu	Nhiệt độ môi trường, ^{0}C		Giá trị đặc trưng của hệ số nhiệt độ β_T, %	Loại kho
		Từ	Tới		
Các băng chuyền làm việc ngoài trời và trong kho không sưởi	L,O,OĐ	+40 +40	-60 -45	100 100	1, 2 v à 3 1, 2 v à 3
Các băng chuyền làm việc trong kho có sưởi	OĐ	+35	+10	100	4
Các băng chuyền đi qua buồng sấy hoặc hâm nóng	--	+120 +350	+10 +10	20÷50 10÷30	4 4
Các băng chuyền đi qua buồng lạnh hoặc băng giá	--	+35	-20	10÷50	4

Ghi chú: Khí hậu dùng cho băng chuyền; OĐ - ôn đới; L - lạnh; NĐA - nhiệt đới ẩm; NĐK- nhiệt đới khô; NĐ - nhiệt đới khô và ẩm; O - kiểu khí hậu chung cho tất cả các vùng vi khí hậu trên cạn.

Ảnh hưởng của nhiệt độ môi trường xung quanh được đặc trưng bởi hệ số β_T, %, nó cho biết tỉ lệ phần trăm khoảng thời gian chuyển động t của bộ phận chuyển động của băng tải trong vùng nhiệt độ giới hạn (ví dụ, trong buồng sấy hoặc làm lạnh) so với thời gian chu kì T_{ck} một vòng chuyển động của băng tải:

$$\beta_T = \frac{t}{T_{ck}} .100 \qquad (1.19)$$

Hệ số nhiệt độ β_T đặc trưng cho biểu đồ chu trình tác dụng của nhiệt độ môi trường đến bộ phận chuyển động của băng tải trong mỗi chu kì chuyển động của nó.

Scanned with CamScanner

Khi lựa chọn các hệ số tính toán và phân tích các số liệu khai thác cần phải tính t
chế độ làm việc và nhóm các điều kiện sản xuất và nhiệt độ của môi trường.

1.5. TẢI TRỌNG TÍNH TOÁN

1.5.1. TẢI TRỌNG TĨNH

Trong quá trình khai thác băng chuyền có tuyến đường phức tạp, có lên và xuố
dốc, băng có thể có các khả năng tải trọng sau:

BH.1- Tải trọng không (hành trình không tải);

BH.2- Tải trọng định mức, tương ứng việc bảo đảm năng suất kế hoạch đã cho v
mức độ không đồng đều nào đó do cấp liệu và có dự trữ nhất định;

BH.3- Tải trọng lớn nhất theo khả năng thông qua toàn bộ của phần tử mang hà
hoặc theo năng suất lớn nhất của thiết bị chất hàng;

BH.4- Tải trọng cực đại gián đoạn, khi tất cả các phần của tuyến được chất tải ho
toàn, còn đoạn xuống dốc không chất tải (phương án lực kéo của phần tử kéo lớn nhất

BH.5- Tải trọng tối thiểu gián đoạn, khi chỉ chất tải lên các phần hạ xuống (nhi
khả năng nhất là một đoạn đi xuống có độ sâu lớn nhất) còn tất cả phần còn lại c
băng tải không chất hàng (điều kiện xuất hiện lực kéo tối thiểu giảm tới không hoặc â
và tự chuyển động của phần chuyển động do tác dụng kéo xuống của hàng).

Đối với băng tải thẳng, không có nâng lên hạ xuống, các phương án tải BH.4 v
BH.5 được loại trừ. Tải của các phần tử băng tải theo phương án BH.3 và BH.5 thườn
có giới hạn khi dẫn động bằng ma sát bởi dự trữ sức bám của dây đai với trống, c
trong dẫn động ăn khớp là nhờ thiết bị bảo vệ và rơ le bảo vệ cực đại của động cơ điện

- Tuyến đường phức tạp có lên xuống, có thể có các loại sau: băng đai, băng tấ
băng treo, băng xe con, băng gầu, băng nôi, băng cào (cào tròn hoặc định hình).
- Tuyến thẳng có băng gầu, băng bước, băng rung và các kiểu tương tự

- Thời gian tác dụng của các phương án tải khác nhau thường là:

BH.1, BH.2- Chiếm khoảng thời gian lớn, gồm nhiều chu kì.

BH.3- Có thể tối đa là trong một- hai chu kì.

BH.4, BH.5- Rất ngắn, thường chiếm phần tương đối nhỏ của chu kì, chúng có th
được xem như tải đỉnh điểm.

Khoảng thời gian tác dụng của phương án BH.4 hoặc BH.5 bằng:

$$t = \frac{L_c \cdot T_{ck}}{L} \qquad (1.20)$$

Scanned with CamScanner

Trong đó:

L_c, L - chiều dài đoạn dốc đi xuống và của toàn bộ tuyến, (m).

Phương án tải tính toán BH2 có thể lấy làm cơ sở xác định lực kéo của các phần tử kéo và công suất động cơ, có kể đến hệ số quá tải, bảo đảm năng suất kế hoạch khi có sự tiếp liệu không đều và không sử dụng hết toàn bộ thời gian làm việc.

Tải trọng phân bố tính toán của hàng trên 1m chiều dài băng xác định theo công thức sau:

$$q_v = \frac{k_H}{k_t k_{ss}} \frac{gQ_{mcp}}{3{,}6v}, \text{(N/m)} \qquad (1.21)$$

Trong đó:

k_H - hệ số tiếp liệu lên băng không đều (thường k_H = 1,1 - 1,5); khi tiếp liệu từ bunke (phễu chứa) có trợ giúp của bộ phận nạp liệu lấy k_H = 1;

g - gia tốc rơi tự do, g = 9,81 m/s^2;

Q_{mcp} - năng suất khối lượng trung bình của băng theo nhiệm vụ kỹ thuật, tấn/h;

k_t - hệ số sử dụng băng theo thời gian (thường k_t = 0,80 - 0,95);

k_{ss} - hệ số sẵn sàng của băng tải;

v - tốc độ chuyển động của phần tử mang hàng, (m/s).

1.5.2. TẢI TRỌNG ĐỘNG

Chuyển động của các bộ phận băng tải (phần tử kéo và mang hàng) có giai đoạn chuyển động không ổn định và ổn định.

Các giai đoạn chuyển động không ổn định ngắn, gồm có giai đoạn khởi động băng tải (dịch chuyển khỏi vị trí ban đầu và tăng tốc tất cả các khối lượng chuyển động tới vận tốc định mức) với gia tốc xác định và hãm dừng băng tải kèm theo sự chậm dần tương ứng.

Thời kì chuyển động ổn định - là thời kì chuyển động lâu dài với tốc độ không đổi của các phần tử chuyển động.

Băng chuyền là hệ thống động lực học phức tạp của các khối lượng, liên kết đàn hồi (đai, xích). Khi khởi động động cơ dẫn động, các liên kết đàn hồi bị biến dạng và trong hệ thống băng xuất hiện dao động, xuất hiện các tải trọng động tác dụng lên các chi tiết băng chuyền. Để xác định tải trọng động cần thiết lập và giải các phương trình động lực học. Vấn đề này đã được đề cập tới trong các tài liệu chuyên môn khác.

Một cách gần đúng lực căng tối đa S_{max} của phần tử kéo khi khởi động băng tải có thể được xác định theo công thức đơn giản sau:

$$S_{max} = S_0 + W + \frac{j}{g} . [q_0(L_K + L_V) + q_v . L_V](1 + k_i), \text{(N)} \qquad (1.22)$$

Scanned with CamScanner

Trong đó:

S_0 - lực kéo ban đầu của phần tử kéo được tạo ra bởi thiết bị căng băng, (N);

W - lực cản tĩnh của phần chuyển động, được tính với hệ số cản khi khở động ω', (N);

j - gia tốc của phần chuyển động khi khởi động (nên lấy j = 0,1 - 0,2 m/s^2);

q_0, q_v - tải trọng phân bố do trọng lượng phần chuyển động và của hàng, (N/m);

L_K, L_V - chiều dài phần không chất hàng và nhánh chất hàng của băng, (m);

k_i - hệ số kể đến quán tính khối lượng quay (con lăn, trống), k_i = 0,05 - 0,08;

ω' - hệ số cản chuyển động khi khởi động ω' = k'ω;

k' - hệ số tăng sức cản khi khởi động (chuyển từ trạng thái nghỉ sang chuyể động) của băng tải, k' = 1,2 - 1,5, giá trị nhỏ hơn lấy khi nhiệt độ mô trường lớn hơn 0^o, giá trị lớn lấy khi nhiệt độ dưới 0^0 và cả khi giá trụ hoặc các con lăn có các ổ trượt;

ω - hệ số cản khi chuyển động ổn định, chọn theo điều kiện làm việc của băng.

Ở các băng tải có các phần tử kéo là xích (đơn, kép), tải trọng động xuất hiện c trong chuyển động ổn định do thay đổi bán kính truyền của đĩa xích chủ động trong qu trình quay. Trị số của tải này chủ yếu phụ thuộc vào số răng của đĩa dẫn z và tốc đ chuyển động v của xích. Khi z = 13 - 20 và v < = 0,3 m/s các tải này tương đối nhỏ v được kể tới bằng hệ số tương ứng khi lựa chọn dự trữ bền của xích.

1.6. LỰA CHỌN HỆ SỐ DỰ TRỮ BỀN CỦA CÁC PHẦN TỬ KÉO

Hệ số dự trữ bền n_P là tỉ số giữa tải trọng phá huỷ F_P trên tải trọng cho phép F_{CF} đố với phần tử kéo đã cho:

$$n_p = \frac{F_P}{F_{CF}} \quad (1.25$$

Tải cho phép khi xác định hệ số dự trữ bền lớn hơn hoặc bằng tải tính toán trê phần tử kéo.

Dự trữ bền được lấy phải đảm bảo sự làm việc tin cậy, an toàn và lâu dài của băng trong các điều kiện khai thác thực tế của nó.

Hệ số dự trữ bền tính toán của đai vải cao su về kéo xác định theo công thức:

$$n_P = \frac{n_{Pdm}}{k_P k_C k_{CT} k_{KP}} \quad (1.26)$$

Trong đó:

$n_{Pđm}$ - hệ số dự trữ bền định mức (trong tính toán theo tải chế độ chuyển động ổn định n_{Pdm} = 7, trong tính nghiệm tải khởi động $n_{Pđm}$ = 5);

k_P - hệ số chế độ làm việc của băng tải, k_P có thể lấy các giá trị sau:

Scanned with CamScanner

CĐLV	RNh	Nh	TB	N	RN
k_P	1,2	1,1	1,0	0,9	0,8

k_C - hệ số cấu hình tuyến đường băng tải lấy tuỳ theo hình dạng tuyến đường, đối với tuyến nằm ngang $k_C = 1,0$; nghiêng thẳng $k_C = 0,90$; dốc - ngang (phức tạp) $k_C = 0,85$;

k_{CT} - hệ số giáp mối các đầu dây đai (lấy theo kiểu giáp mối - cao su lưu hoá - 0,90 - 0,85; đinh kẹp kim loại và khớp bản lề - 0,5; đinh tán - 0,40 - 0,30);

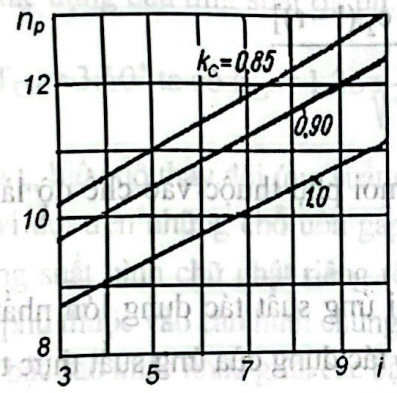
k_{KP} - hệ số làm việc không đồng đều của các lớp màng cốt:

Số lượng lớp màng cốt	3	4	5	6	7	8
k_{KP}	0,95	0,9	0,88	0,85	0,82	0,80

Đai chọn theo điều kiện bền phải thoả mãn điều kiện:

$$\frac{F_P}{n_P} \le F_{CF} \qquad (1.27)$$

Các biểu đồ dự trữ bền tính toán của đai theo hình 1.5.



Hình 1.5. Giá trị hệ số dự trữ độ bền của dây đai khi $k_p = 1,0$ và $k_{CT} = 0,85$, đối với các giá trị khác nhau của k_C (i - số lớp màng cốt)

Hệ số dự trữ bền phá huỷ tính toán của dây đai cao su khi lưu hoá mối nối:

$$n_P = \frac{n_{Pdm}}{0,9.k_P k_C} \qquad (1.28)$$

Đai được chọn phải thoả mãn điều kiện:

$$\frac{F_P}{B.n_P} \le F'_{CF} \qquad (1.29)$$

Trong đó:

B - chiều rộng đai, (mm);

F'_{CF} - tải trọng cho phép trên 1 mm dây đai cao su.

Scanned with CamScanner

$$n_P = \frac{n'_{Pdm}}{k_P k_C k_o k_{dg}} \quad (1.30)$$

Trong đó:

$n'_{P.đm}$ - hệ số dự trữ bền định mức đối với xích có các chi tiết được xử lí nhiệt (khi tính tải ở chuyển động ổn định $n'_{P.đm} = 5$, tính kiểm tra khi khởi động $n'_{Pđm} = 3$);

k_0 - hệ số suy yếu tiết diện tính toán của các chi tiết xích (khi mòn tới giới hạn cho phép $k_0 = 0,8 - 0,9$, đối với xích đĩa băng cào $k_0 = 0,5$);

k_{dg} - hệ số tải trọng động, lấy tuỳ theo tốc độ:

v, m/s	Đến 0,1	0,1- 0,3	Trên 0,3
k_{dg}	1,0	0,9	0,8

Hệ số dự trữ bền mỏi của xích:

$$n_m = \frac{n_y . k_d . [c_1 . (1+r) + c_2 . (1-r)]}{2 . c_2} \quad (1.31)$$

Trong đó:

$n_y = 2,5\text{-}3$ - hệ số dự trữ độ bền mỏi phụ thuộc vào chế độ làm việc và điều kiện sản xuất;

k_d - hệ số tuổi thọ, nó qui ứng suất tác dụng lớn nhất về ứng suất tương đương ứng với chế độ tác dụng của ứng suất thực tế theo thời gian;

c_1 - hệ số tương quan giữa giới hạn mỏi của chu kì đối xứng σ_{-1} so với sức bền tạm thời khi kéo σ: $c_1 = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_B} = 0,33 - 0,40$;

c_2 - hệ số tập trung ứng suất phụ thuộc vào tỷ lệ kích thước và trạng thái bề mặt $c_2 = 2,0 - 2,5$;

r - hệ số không đối xứng của chu trình (đối với băng treo $r = 0,10 - 0,25$).

Hệ số tuổi thọ:

$$k_d = k_{YP} . k_{CP} . k_{P.H}; \quad (1.32)$$

Trong đó:

k_{YP} - hệ số gia cường của vật liệu, $k_{YP} = 1$;

k_{CP} - hệ số thời hạn phục vụ (khi $60T_z < N_0$ lấy $k_{CP} = 1$).

Scanned with CamScanner

$$k_{CP} = \sqrt[3]{60.T_{CP}.\frac{N_z}{N_0}} \le 1 \; ; \qquad (1.33)$$

$k_{P.H}$ - hệ số thay đổi tải.

$$k_{P.H} = \sqrt[3]{\sum \frac{t_i}{T_z}\left(\frac{\sigma_i}{\sigma_{max}}\right)^3} \; ; \qquad (1.34)$$

T_{CP} - thời hạn phục vụ tính toán đã cho của xích; thường lấy $T_{CP} = 3.10^3$h (gần 5 năm làm việc ba ca);

N_z - số chu trình thay đổi ứng suất trong một vòng quay của xích theo tuyến đường băng chuyền, ph^{-1}, $N_z = \frac{1}{T_z}$;

N_0 - số chu kì cơ sở tới khi phá huỷ chi tiết xích;

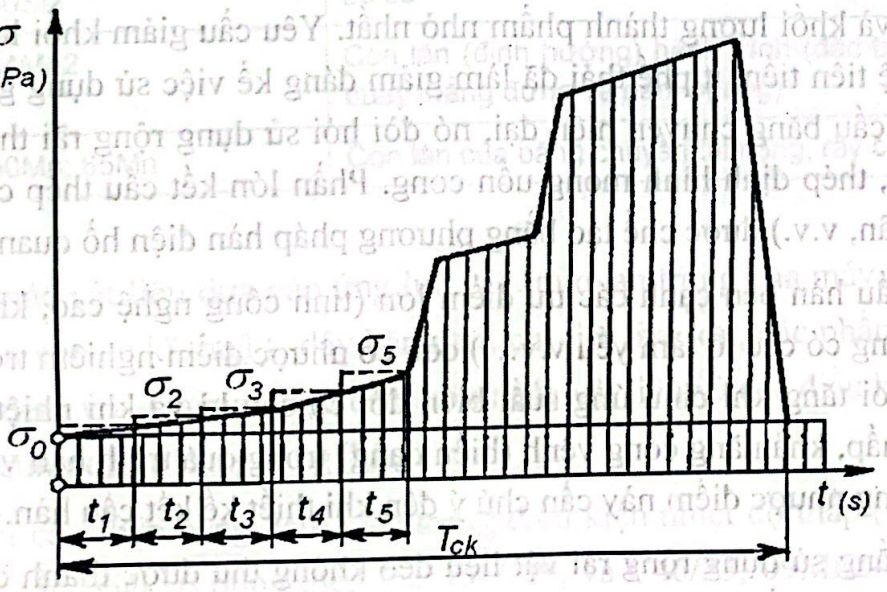
σ_i - ứng suất trong chi tiết xích ở trong khoảng chu kì thứ *i*, Mpa;

σ_{max} - ứng suất lớn nhất của chi tiết xích ở chu kỳ đối với phương án tải trọng BH2, Mpa;

t_i - thời gian tác dụng của ứng suất σ_i, ph.

Khi $N_0 = 10^6$ và $T_{CP} = 3.10^4$ ta có $k_{CP} = 1{,}26\sqrt[3]{\frac{1}{T_z}}$.

Để thu được σ_i và t_i, biểu đồ thay đổi ứng suất chung trong một chu kì, bao gồm cả các ứng suất đỉnh điểm, ví dụ, trên những chỗ uốn gấp thẳng đứng ở băng chuyền treo, được chia thành các bậc ứng suất hình chữ nhật riêng rẽ σ_1, σ_2,..., σ_n và thời gian t_1, t_2,...., t_n (H1.6). Số lượng bậc phụ thuộc vào cấu hình chung của biểu đồ ứng suất. Đối với các đoạn nghiêng nên chọn các bậc sao khác nhau giữa các bậc tiếp giáp không quá 15%.



***Hình 1.6**. Đồ thị thay đổi ứng suất trong chi tiết xích theo chu kỳ làm việc của băng*

Scanned with CamScanner

Đối với các băng chuyền, bố trí trong một mặt phẳng có phân bố ứng suất tỉ lệ tuyến tính trong các chi tiết của xích, thay cho biểu đồ ứng suất có thể sử dụng biểu đồ lực kéo và thực hiện tính toán trên đó.

Lực kéo cho phép của xích theo mòn S_{CF}, (N), bảo đảm làm việc lâu dài của nó được xác định theo công thức gần đúng:

$$S_{CF} = F_{bL} \cdot p.k_{P.} \quad (1.35)$$

Trong đó:

F_{bL} - diện tích tiếp xúc các chi tiết bản lề, (mm^2);

p - áp lực cho phép trong bản lề của xích, Mpa (bảng 1.12).

Tính toán chính xác hơn cần phải thực hiện theo áp lực riêng tương đương, vì trên vòng khép kín của tuyến đường, các ứng lực trong các khớp bản lề biến đổi từ giá trị nhỏ nhất nào đó tới lớn nhất. Kiểu xích được chọn từ so sánh các tính toán bền, mỏi, mòn. Đối với xích không qua nhiệt luyện áp lực cho phép giảm đáng kể.

Bảng 1.12. Áp lực cho phép trong khớp bản lề xích được nhiệt luyện, Mpa

Điều kiện làm việc của băng chuyền	Tốc độ chuyển động m/s		
	đến 0,15	0,15 - 0,3	Trên 0,3
Tốt	40	35	30
Trung bình	35	30	25
Xấu	30	25	20

1.7. VẬT LIỆU ĐỐI VỚI CÁC CHI TIẾT CỦA BĂNG CHUYỀN

Lựa chọn vật liệu cho các phần tử băng chuyền phải bảo đảm thoả mãn các yêu cầu bền, tuổi thọ và khối lượng thành phẩm nhỏ nhất. Yêu cầu giảm khối lượng và sử dụng các công nghệ tiên tiến, ít phế thải đã làm giảm đáng kể việc sử dụng gang và thép đúc trong các kết cấu băng chuyền hiện đại, nó đòi hỏi sử dụng rộng rãi thép dập, rèn, cán lăn tuần hoàn, thép định hình mỏng uốn cong. Phần lớn kết cấu thép của băng chuyền (khung đỡ, thân, v.v.) được chế tạo bằng phương pháp hàn điện hồ quang.

Các kết cấu hàn bên cạnh các ưu điểm lớn (tính công nghệ cao, khả năng tự động hoá rộng, không có các lỗ làm yếu v.v...) còn có nhược điểm nghiêm trọng là xu hướng bị phá huỷ mỏi tăng khi chịu ứng suất biến đổi có chu kì và khi nhiệt độ môi trường xung quanh thấp, khả năng cong vênh (biến dạng) trong quá trình hàn và xuất hiện biến dạng dư. Những nhược điểm này cần chú ý đến khi thiết kế kết cấu hàn.

Việc cố gắng sử dụng rộng rãi vật liệu dẻo không thu được thành công do sức bền cơ học của chúng thấp, giòn và không đủ tin cậy, cho nên trong ngành chế tạo, băng chuyền vẫn dùng phổ biến các loại thép.

Scanned with CamScanner

Ví dụ về sử dụng vật liệu cho các chi tiết đặc trưng và kết cấu tổng hợp của băng chuyền được nêu trong bảng 1.13.

Bảng 1.13. Vật liệu đối với các chi tiết băng chuyền

Vật liệu	Kí hiệu	Ví dụ áp dụng
Gang đúc	GX15-32, GX18-36 GX 28-48	Bloc các thiết bị kéo, vỏ và nắp hộp giảm tốc, vỏ ổ trục, guốc phanh
Thép đúc	35; 45; 55	Vỏ ổ, tay đòn và puli phanh, vỏ li hợp, bánh răng bộ truyền hở, puli phanh, đĩa xích, dẫn hướng phần chuyển động của các băng chuyền tấm, xe, cào.
Thép cán, thép các bon loại 38/23	CT38-3 CT38-3	Thân phần giữa, các kết cấu treo và đỡ, khung bộ dẫn động và thiết bị kéo
	CT38-3	Trống chuyển hướng, quay, dẫn động; trục đỡ lăn
	CT38s-3, CT38n-3	Các chi tiết kết cấu phụ (thang, lan can, sàn lát, vỏ v.v.)
	15; 20	Vỏ con lăn ổ đỡ lăn, ống lót, xích tấm ống lăn (có nhiệt luyện)
	40; 45; 50	Các tấm và trục xích tấm (có xử lí nhiệt), trục trống, dẫn hướng xe, đĩa xích
Thép hợp kim thấp	20Mn; 20Cr; 40Cr; 40CrWN; 40Mn2, 50Mn2	Trục xích tấm (có xử lý nhiệt), các chi tiết của xích tháo được (có xử lý nhiệt)
	40Cr;45Cr; 40CrNi	Bánh răng, trục tang trống và trục đĩa, hộp giảm tốc.
	60Si2	Lò so
	14Mn2	Con lăn (định hướng) hành trình (đặc biệt tại các phần quay thẳng đứng và nằm ngang)
	50Mn; 65Mn	Con lăn của băng chuyền tải nặng, ray của phần quay

Lựa chọn mác vật liệu dựa vào ứng lực và tầm quan trọng của máy. Nhóm đặc biệt là các sản phẩm cao su kĩ thuậ t- dây băng tải, chi tiết làm kín, các phần tử đàn hồi của băng tải rung, đệm v.v. Chúng được chế tạo từ các vật liệu và các điều kiện kĩ thuật qui định, và được cung cấp ở dạng tổng thành.

Đối với kết cấu thép băng, làm việc trong điều kiện nhiệt độ thấp (từ -40 và -65^{0}C và khí hậu L), cần phải sử dụng thép loại C44/29; và C46/33; 09Mn2-12; 09 Mn2-15; 15CrSiNiCu-15.

Scanned with CamScanner

1.8. KHÁI QUÁT VỀ ĐỘ TIN CẬY CỦA MÁY VẬN CHUYỂN LIÊN TỤC

Bài toán quan trọng của các nhà thiết kế máy hiện đại là nâng cao chất lượng của máy vận chuyển liên tục, mà chỉ tiêu cơ bản của nó là độ tin cậy.

Độ tin cậy là tính chất của một đối tượng thực hiện một chức năng định sẵn, bảo toàn giá trị các chỉ tiêu vận hành theo thời gian trong một giới hạn cho trước, tương ứng với các chế độ, điều kiện vận hành, chế độ bảo dưỡng, bảo quản, vận chuyển cho sẵn.

Để nâng cao độ tin cậy của máy vận chuyển liên tục cần phải giải quyết nhiều vấn đề khác nhau, bao gồm việc chế tạo vật liệu có các tính chất cơ-lý cần thiết, hoàn thiện công nghệ chế tạo, lắp ráp, điều khiển và điều chỉnh máy, hoàn thiện phương pháp tính toán và thiết kế cấu trúc kim loại, dẫn động và toàn bộ máy nói chung cũng như việc nâng cao độ tin cậy của băng, xích và thiết bị tự động.

Tuỳ theo công dụng của máy, có thể đánh giá chỉ số tin cậy theo những cách khác nhau. Đối với máy vận chuyển liên tục, quan trọng nhất là sự hoạt động không gián đoạn của nó trong suốt khoảng thời gian cho trước.

Bảng 1.14. Thời hạn sử dụng trung bình (tháng) của dây đai băng chuyền

Điều kiện vận hành	Tính chất hàng hoá được vận chuyển	Ký hiệu đai	Loại vải chịu lực	Thời gian một vòng đai (s)				
				< 24	24-60	61-120	121-180	>180
Rất nặng	Quặng kim loại đen và màu, đất đá núi thô, đường kính cục đến 500mm v.v	1;1M	Lớp màng cốt bằng tơ tổng hợp	-	15	17	18	20
		2P; 2PM	Lớp màng cốt bằng tơ tổng hợp			15	17	18
Nặng	Hoá chất, đolomit độ to đến 500 mm, quặng kim loại đen, kim loại màu kích thước dưới 350 mm, gỗ đường kính dưới 900 mm v.v	1; 1M	Lớp màng cốt bằng tơ tổng hợp	-	22	25	28	30
		2P; 2PM; 2M		-	20	23	26	28
					15	17	20	22
Trung bình	Quặng kim loại đen và màu, đất đá núi kích thước cục dưới 80mm, than cục, hoá chất, đôlomit than cốc kích thước cục dưới 150mm đất sét, ximăng, bùn, cát, sỏi, đá mềm	2; 2M	Lớp màng cốt bằng tơ tổng hợp	28	30	32	34	36
			Lớp màng cốt làm bằng tơ tổ hợp sợi hoá học và sợi bông	22	24	26	28	30
Nhẹ	Đất tạo khuôn, than cám, hàng rời không phải bột mài mòn	2; 2M	Màng cốt làm bằng tơ tổng hợp sợi hoá học và sợi bông	36	39	42	44	48
		3; 4		30	33	36	38	40

Scanned with CamScanner

Như vậy, chỉ số cơ bản của máy là xác suất hoạt động không gián đoạn P(t) của nó trong suốt khoảng thời gian t = T. Giá trị P(t), như mọi xác suất khác, nằm trong giới hạn $0 \le P(t) \le 1$, và được chọn tuỳ theo lớp độ tin cậy của chi tiết:

Lớp độ tin cậy:	0	1	2	3	4	5
P(t)	≤ 0,9	0,9 ≤	0,99 ≤	0,99 ≤	≤ 0,9999	1

Thông thường độ tin cậy được cho bằng tuổi thọ của sản phẩm T_P hay thời hạn sử dụng T_{CL}. Khi đó, độ không gián đoạn của sản phẩm được dự đoán trực tiếp qua giá trị P(t) trong đó $t = T_P = T_{CL}$. Chẳng hạn, nếu xác suất hoạt động không gián đoạn của băng chuyền trong 1000 giờ là 0,95 thì điều đó có nghĩa là chỉ có khoảng 5% băng chuyền loại này mất khả năng làm việc trước khi qua 1000 giờ hoạt động.

Độ không gián đoạn của các băng chuyền đai và xích trong nhiều trường hợp xác định thời hạn sử dụng của đai và xích, thời hạn này phụ thuộc vào nhiều yếu tố.

Thời hạn sử dụng trung bình của dây đai tuỳ thuộc điều kiện vận hành, dạng tải trọng, kiểu đai, độ dài và vận tốc của nó được quy định trong các tiêu chuẩn kỹ thuật. Có thể tham khảo theo bảng 1.14. Tuy nhiên các số liệu này chỉ có tính chất tra cứu quy ước, vì nó không tính đến nhiều yếu tố quan trọng khác.

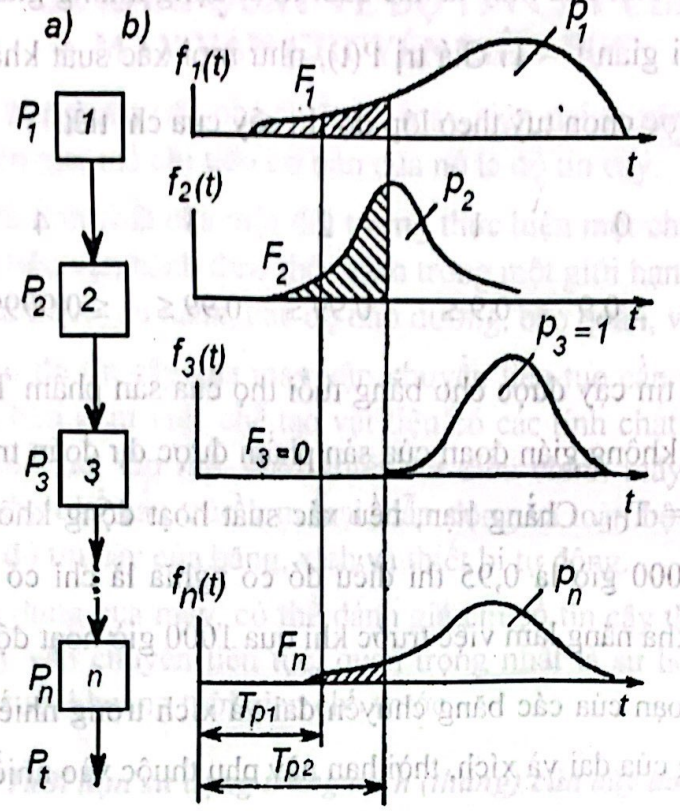
Thời hạn sử dụng của các chi tiết kéo có thể tham khảo theo [23]

Để xác định xác suất hoạt động không gián đoạn P(t) của hệ thống phức tạp cần phải phân chia nó thành các phần tử riêng biệt, đối với từng phần tử này ta xác định riêng xác suất hoạt động không gián đoạn của nó.

Nhằm mục đích này, người ta thường sử dụng sơ đồ khối trong đó mỗi một phần tử được đặc trưng bằng giá trị xác suất hoạt động không gián đoạn của nó trong khoảng thời gian cho trước.

Trường hợp đặc trưng nhất là khi mà việc ngừng một phần tử dẫn đến ngừng cả hệ thống. Thông thường điều này xảy ra khi liên kết nối tiếp các phần tử (H1.7a) chẳng hạn, việc dẫn động phần lớn các băng chuyền đều phải tuân theo điều kiện này. Chính vì thế, nếu trong dẫn động bị hỏng 1 bánh răng, 1 khớp, 1 động cơ điện thì toàn bộ sự dẫn động phải ngừng hoạt động.

Scanned with CamScanner



***Hình 1.7.** Liên kết nối tiếp của các phần tử trong hệ thống phức tạp.*
a- Sơ đồ liên kết; b- Quy luật phân bố thời hạn làm việc của các phần tử.

Trên H1.7b chỉ ra đường cong phân bố thời hạn sử dụng f(t) đối với từng phần tử, trên cơ sở phân tích các lần dừng hoạt động.

Diện tích $F = \int_0^{Tp} f(t)$ đặc trưng cho xác suất dừng máy trong khoảng thời gian đã cho, còn xác suất hoạt động không gián đoạn sẽ là P(t) = 1 - F(t). Từ hình vẽ rõ ràng là khi tăng chu kỳ T_p thì xác suất hoạt động không gián đoạn của cả loạt phần tử giảm xuống và do đó toàn hệ thống cũng giảm xuống vì:

$$P(t) = P_1(t).\ P_2(t).\ P_3(t)\ldots.\ Pn(t). = \prod_{i=1}^{n} P_i(t) \qquad (1.36)$$

Khi các giá trị $P_i(t)$ là như nhau thì độ tin cậy của cả hệ sẽ là

$$P_i(t) = P_i^n(t) \qquad (1.37)$$

Từ công thức trên ta suy ra là độ tin cậy của hệ thống phức tạp chứa số lượng lớn các phần tử liên kết nối tiếp với nhau sẽ có giá trị nhỏ. Chẳng hạn, khi số phần tử n = 10, có xác suất như nhau bằng 0,97, xác suất hoạt động không gián đoạn của cả hệ là $P(t) = 0{,}97^{10} = 0{,}74$.

Scanned with CamScanner

Lý thuyết xác suất cho ta hàng loạt quy luật phân bố các đại lượng ngẫu nhiên, chúng được dùng để giải bài toán độ tin cậy. Quy luật phân bố chuẩn (Gauss) có thể áp dụng trong một số trường hợp.

Trong quy luật phản đối xứng phân bố f(t) có thể sử dụng quy luật Becnuli, Reler, chuẩn lôga, hàm mũ hay phân bố gamma. Cơ sở để chọn quy luật là kết quả thử nghiệm. Chẳng hạn nếu sự hỏng của một phần tử liên quan đến sự ngừng ngoài dự trữ, tuân theo quy luật hàm mũ, thì xác suất hoạt động không gián đoạn của phần tử này được xác định theo công thức:

$$P_1(t) = e^{-\theta_1 \cdot t}, P_2(t) = e^{-\theta_2 \cdot t}, Pn(t) = e^{-\theta_n \cdot t} \quad (1.38)$$

Trong đó:

$\theta = \frac{1}{T_{CP}}$ - là cường độ dừng, nó là giá trị nghịch đảo của thời gian trung bình trước khi dừng.

Xác suất hoạt động không gián đoạn của hệ thống sẽ là:

$$P_1(t) = \prod_{i=1}^{n} e^{-\theta_i \cdot t} = e^{-(\theta_1+\theta_2+...+\theta_n).t} \quad (1.39)$$

Để nâng cao độ tin cậy của hệ thống phức tạp người ta sử dụng song song phần tử chịu tải. Trong trường hợp này xác suất xuất hiện tổ hợp của tất cả các lần dừng được tìm theo:

$$F(t) = F_1.F_2.F_3....F_n = \prod_{i=1}^{n} F_i \quad (1.40)$$

Chẳng hạn, nếu xác suất hoạt động không gián đoạn của từng phần tử trong hệ thống là $P_i = 0,9$ và số phần tử song song là n = 3 thì:

$$P(t) = 1 - (0,1)^3 = 0,999.$$

Như vậy, xác suất hoạt động không gián đoạn của hệ thống này tăng lên đáng kể.

Scanned with CamScanner

Chương 2

LÝ THUYẾT TÍNH TOÁN CHUNG

Máy vận chuyển liên tục rất đa dạng, với mỗi loại đều có những tính toán riêng. Tuy nhiên, khi tính toán các máy vận chuyển khác nhau, một số tính toán có tính chất chung, có thể áp dụng được cho nhiều loại hoặc một số loại máy vận chuyển liên tục, các vấn đề đó bao gồm: xác định năng suất, lực cản chuyển động của máy, lực căng của bộ phận kéo, công suất dẫn động, kiểu truyền động…

Tính toán chung máy vận chuyển liên tục cũng bao gồm cả việc xác định đặc tính của hàng hoá cần vận chuyển, các thông tin về điều kiện làm việc, yêu cầu kỹ thuật và sơ đồ tuyến vận chuyển với tất cả các kích thước cần thiết, các vấn đề này đã được đề cập tới trong chương 1 của tài liệu này.

2.1. NĂNG SUẤT CỦA MÁY VẬN CHUYỂN LIÊN TỤC

2.1.1. NĂNG SUẤT CỦA MÁY

Năng suất là một thông số quan trọng của máy vận chuyển liên tục. Năng suất của máy phụ thuộc vào nhiều yếu tố như loại hàng hoá vận chuyển, vận tốc chuyển động của băng, phương pháp bố trí thiết bị công tác, phương pháp cấp tải, điều kiện làm việc và các yếu tố khác.

Năng suất có thể chia làm 3 loại:

Năng suất lý thuyết Q, là số lượng vật liệu lớn nhất tính toán theo lý thuyết được vận chuyển qua thiết bị trong một đơn vị thời gian.

Năng suất kỹ thuật Q_{kt} còn gọi là năng suất theo lý lịch máy, là năng suất tương ứng với số lượng vật liệu vận chuyển qua thiết bị theo khả năng kết cấu của máy chuyển. Khi lựa chọn phương tiện vận chuyển tiêu chuẩn thì năng suất kỹ thuật luôn phải bằng hay lớn hơn năng suất tính toán.

$$Q_{kt} \geq Q$$

Năng suất vận hành hay năng suất thực tế Q_{vh} là năng suất tương ứng với số lượng vật liệu được vận chuyển qua máy trong điều kiện vận hành cho trước. Năng suất vận hành luôn nhỏ hơn năng suất kỹ thuật, đặc trưng cho khả năng hoàn thiện việc tổ chức công tác vận tải trong xí nghiệp và được biểu thị bằng hệ số sử dụng máy theo năng suất:

Scanned with CamScanner

$$k_{ns} = \frac{Q_{vh}}{Q_{kt}} < 1.$$

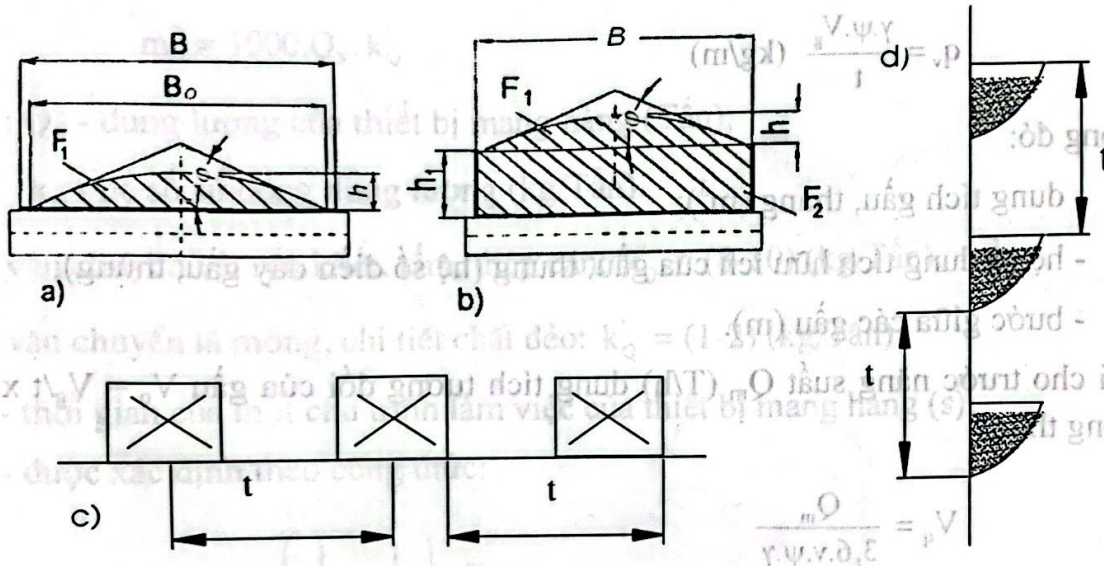
Năng suất lý thuyết của máy vận chuyển liên tục có thể chia ra thành năng suất khối lượng Q_m (T/h), năng suất thể tích Q_v (m^3/h), năng suất theo chiếc Q_z (chiếc /h), các đại lượng này liên hệ với nhau theo công thức:

$$Q_m = \frac{\gamma.Q_v}{1000}. \text{ (T/h)} \quad (2.1)$$

$$Q_m = \frac{m_i.Q_z}{1000} \text{ (T/h)}$$

Trong đó: γ - khối lượng riêng của vật liệu (kg/m^3)

m_i - khối lượng một mã hàng (kg)



Hình 2.1. *Sơ đồ tính năng suất vận chuyển vật liệu*

1. Năng suất khối lượng

Giả sử vật liệu rời có khối lượng riêng γ (kg/m^3), chuyển động thành dòng liên tục với tiết diện không đổi F(m^2) (H2.1a,b) và vận tốc chuyển động của vật liệu là v (m/s), thì trong 1s thể tích vật liệu chuyển qua 1 tiết diện là F.v (m^3), tương ứng khối lượng thể tích lăng trụ vật liệu đó sẽ là γ.F.v (kg). Từ đó ta có:

Năng suất khối lượng tính trong 1 giờ sẽ là:

$$Q_m = 3600.\ \gamma.F.v \text{ (kg/h)}$$

Hay: $$Q_m = 3{,}6.q_v.v \text{ (T/h)} \quad (2.2)$$

q_v - khối lượng vật liệu phân bố trên một đơn vị chiều dài $q_v = \gamma.F$ (kg/m).

Nếu biết năng suất Q_m và để ý tới điều kiện sử dụng, q_v có thể xác định theo công thức (1.21).

Scanned with CamScanner

Trong chuyển động mà vật liệu rời bố trí thành từng đoạn hoặc vận chuyển vật liệu đơn chiếc có khối lượng m_i (kg) H2.1c, thì khối lượng phân bố trên một đơn vị chiều dài tuyến vận chuyển tính toán sẽ là:

$$q_v = \frac{m_i}{t} \quad (kg/m)$$

Trong đó:

t - khoảng cách giữa các phần liên tiếp của vật liệu rời hay đơn chiếc

Nếu các phần riêng biệt bao gồm i đơn vị khối lượng vật liệu m_i' thì:

$$m_i = i.m_i' \ (kg)$$

Khối lượng phân bố của vật liệu rời theo chiều dài q_v khi vận chuyển bằng gầu, thùng, hòm thể tích V_g (H2.1d), xác định theo công thức:

$$q_v = \frac{\gamma.\psi.V_g}{t} \quad (kg/m) \qquad (2.3)$$

Trong đó:

V_g - dung tích gầu, thùng (m^3);

ψ - hệ số dung tích hữu ích của gầu, thùng (hệ số điền đầy gầu, thùng);

t - bước giữa các gầu (m).

Khi cho trước năng suất Q_m (T/h) dung tích tương đối của gầu $V_q = V_g/t$ xác định theo công thức:

$$V_q = \frac{Q_m}{3,6.v.\psi.\gamma}$$

2. Năng suất thể tích

$$Q_v = 3600.F.v \ (m^3/h) \qquad (2.4)$$

3. Năng suất chiếc

$$Q_z = \frac{3600 \,.\, i \,.\, v}{t} \ (chiếc/h) \qquad (2.5)$$

i - số lượng vật liệu đơn chiếc trên chiều dài một bước t (m).

4. Năng suất của băng vận chuyển hành khách Q_z

Đối với băng vận chuyển hành khách, Q_z xác định theo công thức:

$$Q_z = 3600 \,.\, B \,.\, v \,.\, z \ (người/h) \qquad (2.6)$$

Trong đó:

B - độ rộng của băng (hay tấm, sàn) (m);

Scanned with CamScanner

v - vận tốc của dây băng hay tấm sàn, v = 0,35 - 0,95m/s;

z - số hành khách trên $1m^2$.

5. Năng suất khối lượng Q_{mx} của thiết bị mang hàng

Đối với máy vận chuyển liên tục, thiết bị mang hàng của nó như xe con, gầu là các thiết bị hoạt động tuần hoàn, mà chu trình làm việc là một vòng quay của máy.

Năng suất khối lượng Q_{mx} của thiết bị mang hàng xác định theo công thức:

$$Q_{mx} = \frac{3,6.m_{ix}}{T_{CK}} \text{ (T/h)} \quad (2.7)$$

Trong đó:

m_{ix} - khối lượng vật liệu của 1 thiết bị mang hàng vận chuyển được sau một chu trình (kg) xác định theo công thức:

$$m_{ix} = 1000.Q_X.k'_Q$$

Với : Q_X - dung lượng của thiết bị mang hàng (Tấn);

k'_Q - hệ số sử dụng dung lượng (kg/Tấn).

Khi vận chuyển vật rèn khối, tấm, thép cán: k'_Q = (8-10) (kg/Tấn).

Khi vận chuyển lá mỏng, chi tiết chất dẻo: k'_Q = (1-2) (kg/Tấn).

T_{ck} - thời gian của một chu trình làm việc của thiết bị mang hàng (s);

T_{ck} - được xác định theo công thức:

$$T_{ck} = L_0\left(\frac{1}{v_P} + \frac{1}{v_g}\right) + T_{ph} \quad (2.8)$$

Trong đó:

L_0 - chiều dài quãng đường từ vòng này sang vòng khác (m);

v_g, v_P - vận tốc chuyển động của xe có hàng và xe rỗng (m/s);

T_{ph} - thời gian phụ (tăng tốc, hãm xe, nâng lên hay hạ xuống bãi của máy, các thao tác kỹ thuật khác của sản xuất dây chuyền v.v.).

Đối với xe con xếp dỡ tải bằng thủ công, thời gian phụ bao gồm cả thời gian xếp tải, dỡ tải:

$$T_{op} = \frac{m_{i.x.}.t_t}{k'_0}\left(\frac{1}{x_1} + \frac{1}{x_2}\right)$$

Trong đó:

t_t - thời gian tương đối mà một công nhân dùng để xếp 1 kg hàng hoá (s/kg);

Scanned with CamScanner

x_1, x_2 - số công nhân tại các điểm xếp và dỡ tải;

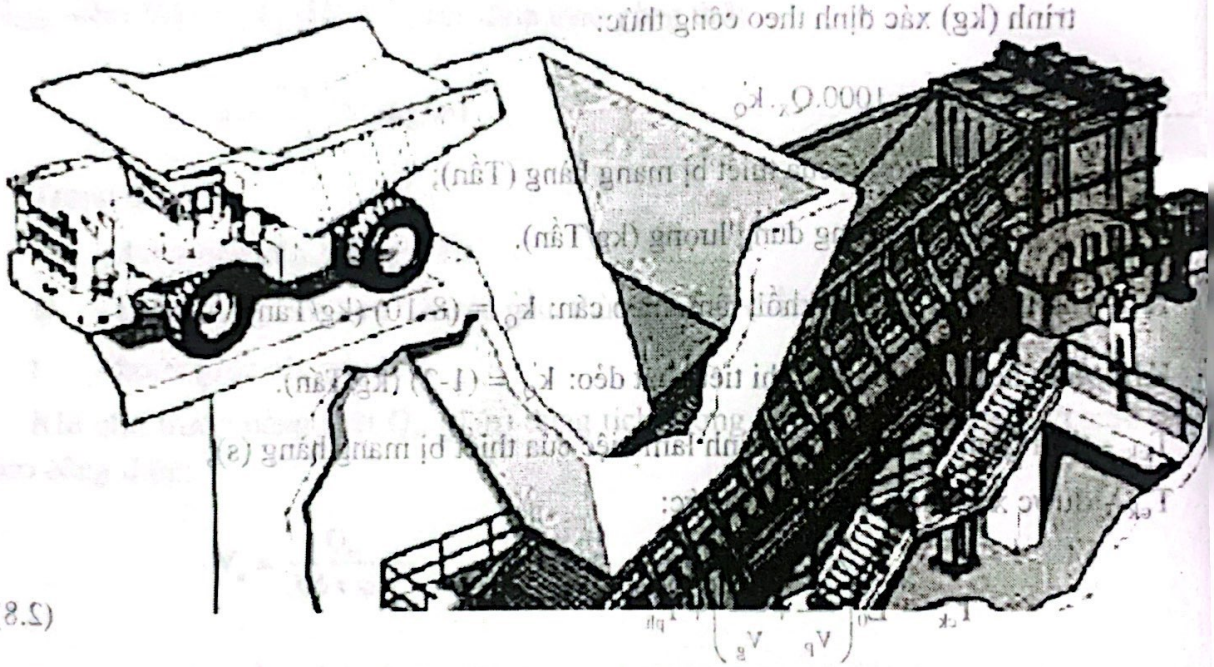
k_0' - hệ số trống, thường $k_0' = 0,75 - 0,9$.

Nếu các bộ phận mang hàng (chẳng hạn như xe con) bao gồm từng nhóm Z_t chiế thì năng suất vận chuyển tăng lên tương ứng, tức là:

$$Q_{mx} = 3,6.\, m_{ix}.\frac{Z_t}{T_{ck}}$$

2.1.2. NĂNG SUẤT CỦA THIẾT BỊ CẤP TẢI CHO BĂNG CHUYỀN

Năng suất của băng phụ thuộc vào năng suất của thiết bị cấp tải cho nó, đó là ô cấp tải, máy xúc, máy cạp, đường treo, các loại băng khác v.v (H2.2).



Hình 2.2. Băng chuyền và thiết bị cấp tải

1. Năng suất của máy xúc 1 gầu và kiểu chạc

Được xác định theo công thức (2.7), đối với máy một gầu:

$$m_{ix} = V_k.k".\gamma \qquad (2.9$$

Trong đó:

V_g - dung tích gầu (dm^3);

k" - hệ số đầy của gầu đào sẽ bằng:

- Với cát ẩm và đất sét: k" = 0,5 - 0,75
- Với đá răm: k" = 0,5 - 0,65
- Với xỉ nồi hơi: k" = 0,8 - 1,1

Scanned with CamScanner

(k" = 1,1- khi xếp tải cao hơn mép gầu)

Thời gian một chu trình làm việc của máy cấp tải được xác định theo công thức (2.8), trong đó thời gian phụ T_{ph} với máy xúc kiểu gầu:

- Gầu trút phía sau: 25 - 30s
- Gầu trút bên sườn: 30 - 40s
- Gầu trút phía trước: 50 - 80s

Đối với máy xếp dỡ kiểu chạc T_{ph} = 40 - 50s

Nói chung đối với máy xếp dỡ thời gian T_{ph} bao gồm:

- Cơ cấu làm việc lấy hàng (5 - 10s)
- Cấp hàng (4 - 8s)
- Chuyển thiết bị công tác đến vị trí vận chuyển (5 - 7s)
- Nâng thiết bị công tác đến vị trí dỡ hàng (6 - 10s)
- Thời gian tổng cộng để thao tác các cần điều khiển (10 - 15s)

2. Năng suất của máy cạp

Được xác định theo công thức (2.7), khi tính toán cho máy cạp cần phải hiểu thời gian có tính đến ngừng làm việc (bằng 10-20s). Độ dài cạp L_P trung bình lấy bằng (thừa nhận) 2/3 độ dài hành trình cực đại của lưỡi cạp.

3. Năng suất của đường treo cấp hàng

Xác định theo công thức 2.7; ngoài ra khi tính T_{ck} thừa nhận k' = 0,4 - 0,8

Thời gian phụ T_{ph} khi tính toán khoảng thời gian chạy không ở công thức (2.8) được xác định:

$$T_{ph} = t_1 + t_2$$

Trong đó: t_1 = 20 - 30s - là thời gian cấp hàng cho xe con. Thời gian dỡ tải $t_2 = t_1$ khi dỡ hàng ở một vị trí, còn t_2 = 35 - 60s khi dỡ hàng ở một vài điểm.

2.2. PHƯƠNG PHÁP CHUNG TÍNH CÔNG SUẤT CỦA ĐỘNG CƠ DẪN ĐỘNG

2.2.1. PHƯƠNG PHÁP CHUNG TÍNH TOÁN CÔNG SUẤT

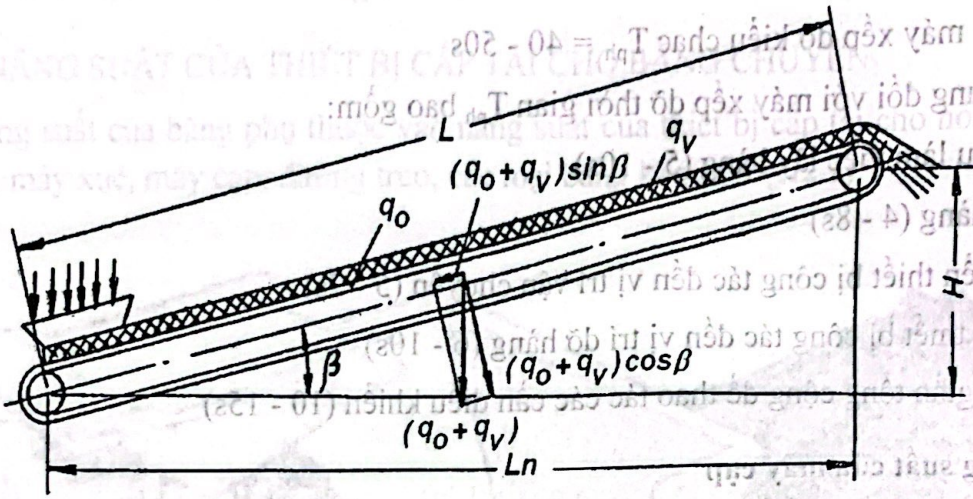
Trong quá trình vận chuyển vật liệu hàng hoá, năng lượng của máy tiêu hao chủ yếu qua các khâu:

- Năng lượng cần để thắng trọng lượng của vật liệu và dây băng khi chuyển động lên trên $G_v.\sin\beta$ đối với băng nghiêng.

Scanned with CamScanner

- Năng lượng cần để thắng lực ma sát gây cản chuyển động do áp lực lên dây băng $G_v.\cos\beta$ với hệ số cản chuyển động ω.

Nếu năng suất của băng là Q (T/h), chiều dài băng L(m), chiều dài vận chuyển theo phương ngang L_n (m) chiều cao vận chuyển là H(m), góc nghiêng băng là β, vận tốc của chuyển của dây băng (m/s), q_v, q_o(kg/m) - là khối lượng đơn vị của vật liệu và của các chi tiết chuyển động của máy (dây băng, con lăn đỡ…) (H2.3). Ta có:



Hình 2.3. Sơ đồ tính lực cản và công suất động cơ

Trọng lượng vật liệu vận chuyển trên băng là:

$$G_{vl} = q_v \,.\, L \,.\, g$$

Trọng lượng của các chi tiết tham gia chuyển động có thể xem như một chu trình kín (tính cả nhánh băng có tải và không tải) sẽ là:

$$G_{ct} = 2 \,.\, q_o \,.\, L \,.\, g$$

Lực cản do trọng lượng các chi tiết thiết bị kéo đi lên bằng trọng lượng các chi tiết thiết bị kéo khi đi xuống và ngược chiều nên lực cản chung là:

$$W = G_{vl}.\sin\beta + G_{vl}.\cos\beta.\omega + 2q_o.L.g.\cos\beta.\omega$$

Công suất trên trục thiết bị kéo được tính theo công thức gần đúng sau:

$$N_B = \frac{W.v}{1000} = \left[\frac{G_{vl}.\sin\beta}{1000} + \frac{(G_{vl}+G_{ct})\omega.\cos\beta}{1000}\right].\frac{v}{1000}\ (kW)$$

$$N_B = \frac{q_v.\sin\beta.g.v.L}{1000} + \frac{(q_v+2.q_o).g.v.\omega.L\ .\cos\beta}{1000}\ (kW)$$

Mặt khác : $q_v = \dfrac{Q}{3,6.v}$; $L_n = L.\cos\beta$; $H = L.\sin\beta$, thay vào trên ta được:

$$N_B = \frac{Q.H}{367} + \frac{Q.L_n.\omega}{367} + 0,02.q_o.L_n.v.\omega\ (kW)$$

Scanned with CamScanner

Trường hợp tính cho cả băng dốc xuống, công thức trên có dạng sau:

$$N_B = \frac{Q.L_n.\omega}{367} \pm \frac{Q.H}{367} + 0,02.q_0.L_n.v.\omega \text{ (kW)} \qquad (2.10)$$

ω - hệ số cản chuyển động chung, có thể lấy ω ≈ 0,06.

Nếu kể đến thiết bị phụ: $N_B = \frac{Q.H}{367} + \frac{Q.L_n.\omega}{367} + 0,02.q_0.L_n.v.\omega + k.Q$

Với k là hệ số thực nghiệm phụ thuộc vào thiết bị phụ. Khi dỡ tải vật liệu rời trực tiếp qua tang k = 0, dỡ tải bằng lưỡi gạt k = 0,005, dỡ tải bằng xe con k = 0,003.

Thành phần thứ 1 trong công thức trên là chi phí năng lượng để dịch chuyển vật liệu theo phương ngang. Thành phần thứ 2 là phần chi phí năng lượng để nâng (+) hay hạ (-) vật liệu với độ cao H. Thành phần thứ 3 là chi phí năng lượng chạy không tải. Thành phần thứ 4 là chi phí năng lượng khi có dỡ tải trung gian.

Thích hợp hơn với sự làm việc của băng cần đưa vào công thức các hệ số:

k_1 - Hệ số để ý đến ảnh hưởng của chiều dài băng đối với khối lượng di chuyển. Khi L > 50m k_1 = 1, khi L = 30 ÷ 50m k_1 = 1,05, khi L = 15 ÷ 30m k_1 = 1,15, khi L < 15m k_1 = 1,25;

k_2 - Hệ số để ý đến chi phí năng lượng của lực cản xuất hiện khi băng đi qua xe con ném hàng k_2 = 1,25 (nếu không có lấy k_2 = 1).

$$N_B = \left(\frac{Q.H}{367} + \frac{Q.L_n.\omega}{367} + 0,02.q_0.L_n.v.\omega\right)k_1.k_2 + k.Q$$

Công suất cần thiết của động cơ dẫn động được xác định theo công thức:

$$N = \frac{k_Z N_B}{\eta} \qquad (2.11)$$

Trong đó:

k_Z - hệ số dự trữ, phụ thuộc vào kiểu máy và dao động từ 1,1-1,85 hoặc cao hơn.

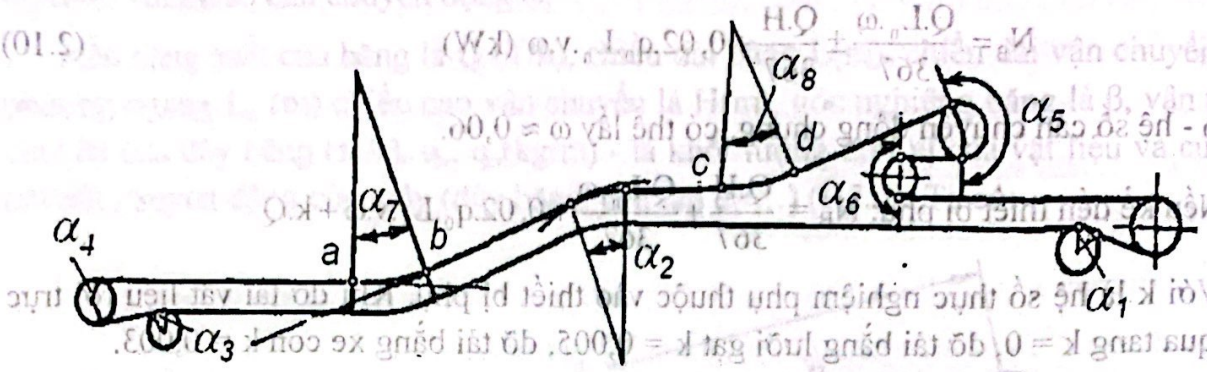
η - hiệu suất chung của hệ thống truyền động. Giá trị trung bình của hiệu suất ở các bộ phận cho trong bảng 2.8.

Từ N tính theo 2.11, sơ bộ chọn động cơ điện dẫn động.

Nói chung đối với các loại máy vận chuyển liên tục đều có thể áp dụng các công thức trên để tính công suất nếu biết hệ số ma sát cản tổng hợp ω, nó là một đại lượng quan trọng và tương đối chính xác đối với máy vận chuyển đơn giản và thông dụng. Đối với máy phức tạp có chỗ gấp khúc, uốn cong,... áp dụng công thức trên sẽ thiếu chính xác. Khi đó cần phân máy ra làm nhiều chu trình riêng biệt và coi như máy đơn giản, sau đó tập hợp lại để tính công suất chung (2.3, 2.4).

Scanned with CamScanner

2.2.2. TÍNH TOÁN LỰC KÉO SƠ BỘ



Hình 2.4. Sơ đồ tính lực kéo sơ bộ trong dây đai

Khi tính toán thiết kế sơ bộ, có thể xác định lực kéo trên phần tử dẫn động (tang, đĩa) theo công thức gần đúng:

$$P_0 = (1+k_P.\frac{\sum\alpha_i}{A'})[\omega.q_0.L_{n.0} \pm \omega(q_v.L_{nv}+q_g.L_{n.0}) \pm q_v.H)] \quad (2.12)$$

Trong đó:

ω, ω' - hệ số cản trên các đoạn băng;

q_g - trọng lượng phân bố của vật liệu (daN);

q_0' - trọng lượng phân bố của thiết bị kéo và các bộ phận quay (daN);

q_g - trọng lượng phân bố của giá treo và xe con của băng chuyền đẩy và kéo kiểu treo trên 1 m chiều dài (daN);

L_{n0} - hình chiếu chung của thiết bị kéo trên phương nằm ngang;

L_{nv} - hình chiếu của quãng đường di chuyển hàng hoá trên phương ngang;

H - độ cao nâng hàng có tính đến độ cao bổ sung của xe con dỡ tải với 2 trống. Khi dỡ tải bằng thanh gạt trung gian lấy độ cao nâng hàng bằng (H+3,6B), trong đó B - Chiều rộng của dây đai hay tấm sàn;

$\sum\alpha_i$ - tổng các góc uốn cong hiệu dụng (tính theo độ) của thiết bị kéo trên toàn tuyến, không tính góc ôm trên cơ cấu dẫn động, và góc uốn lõm, chẳng hạn đối với băng đai theo sơ đồ H2.4:

$$\sum\alpha_i = \alpha_1 + 2\alpha_2 + \alpha_3 + \alpha_4 + \alpha_5 + \alpha_6$$

Ở góc chắn cung (a-b) và (c-d), lực căng của dây đai không ép dây đai xuống các con lăn do đó góc α_7, α_8 không nằm trong $\sum\alpha_i$;

Scanned with CamScanner

k_P - Hệ số tính đến loại dẫn động và đặc tính tuyến của băng chuyền - đối với băng đai k_P = 1,1 - 1,8, giá trị bé lấy khi làm việc trong không khí khô, dẫn động hai trống, có lớp lót. Còn giá trị lớn - khi làm việc trong không khí ẩm, dẫn động một trống không có lớp lót và trong trường hợp khi số chỗ uốn trên nhánh làm việc cao hơn trên nhánh không tải, (chẳng hạn khi tồn tại xe con dỡ tải 2 trống).

Khi tính toán băng chuyền xe con và tấm lấy k_P = 0,6, còn băng gầu và băng nôi k_P = 0,6 - 0,8, ngoài ra k_P lấy giá trị lớn hơn trong các băng có số chỗ uốn của tuyến tập trung ở phần trên của băng.

A' = 2000 - 3000, hệ số lấy giá trị bé khi làm việc trong điều kiện nặng (không khí bụi, khó bảo dưỡng băng chuyền) và đối với xích có ổ trượt, còn lấy giá trị lớn khi điều kiện làm việc tốt (không khí khô, dễ dàng đi vào các mắt của băng chuyền để bảo dưỡng) và đối với xích có ổ lăn.

Lực kéo tính được theo công thức 2.12 sử dụng để xác định sơ bộ lực căng cực đại và chọn phần tử chịu kéo với mức độ chính xác tương đối, cũng như để xác định công suất ổn định.

2.3. LỰC CẢN CHUYỂN ĐỘNG CỦA MÁY

Lực cản chuyển động của máy là những lực có xu hướng cản trở lại sự chuyển động của các bộ phận thiết bị của máy, phần lớn các lực này làm tiêu hao năng lượng của động cơ dẫn động, giảm hiệu suất truyền động.

Lực cản chuyển động của máy vận chuyển liên tục có nhiều loại như lực cản do trọng lượng, do ma sát, do quán tính…. Chúng là cơ sở để tính toán công suất truyền động của động cơ, lực căng trong thiết bị kéo, tính toán các thiết bị truyền động, cũng như các thiết bị khác và phụ thuộc vào nhiều yếu tố như: Kết cấu máy, độ nghiêng, bán kính lượn của tuyến, loại cơ cấu kéo, dạng cấp tải…

Đối với máy vận chuyển liên tục là băng chuyền, lực cản chuyển động có thể tính toán theo kết cấu đặc trưng của băng hoặc theo các phần riêng của băng.

2.3.1. LỰC CẢN TRÊN ĐOẠN THẲNG CỦA BĂNG (H2.5)

Lực cản trên đoạn thẳng của băng đặt nghiêng bao gồm lực cản do trọng lượng và lực ma sát của vật liệu với thiết bị kéo gây ra:

$$W_{th} = W_{tl} + W_P$$

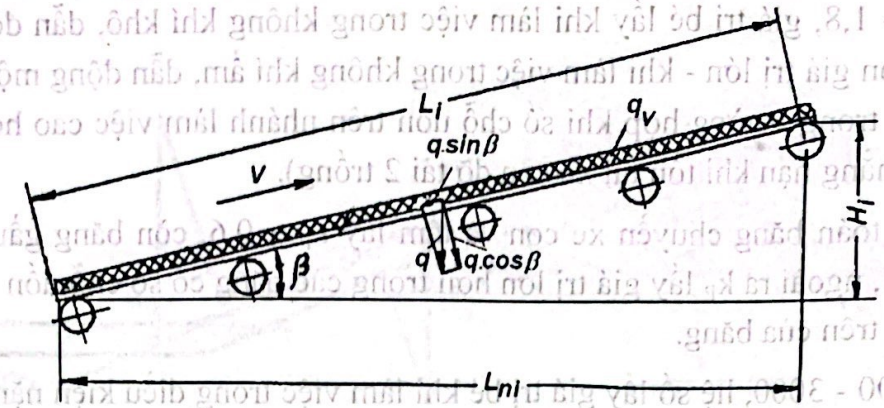
W_{tl} - lực cản do trọng lượng của vật liệu và thiết bị vận chuyển;

W_P - lực cản ma sát trên các ổ đỡ, và trên thiết bị vận chuyển.

Với băng nằm ngang $W_{tl} = 0$ và $W_{th} = W_P$

Scanned with CamScanner

1. Lực cản do trọng lượng (H2.5)



Hình 2.5. Sơ đồ tính lực cản trên đoạn thẳng của băng

Ở nhánh có tải, lực cản của trọng lượng hàng và cơ cấu kéo làm việc ở độ cao H_i của phần đang xét trên tuyến băng chuyền được xác định theo công thức:

$$W_{tl} = \pm(q_v + q_O).L_i.\sin\beta = \pm(q_v + q_O).H_i \quad (2.13$$

Trong đó:

L_i - chiều dài đoạn băng đang xét;

H_i - chiều cao đoạn băng;

β - góc nghiêng của băng so với phương ngang;

q_v - trọng lượng phân bố của vật liệu theo chiều dài (daN);

q_0 - trọng lượng phân bố của cơ cấu kéo theo chiều dài (daN);

Dấu (+) khi chuyển động lên trên còn dấu (-) khi đi xuống dưới.

Ở nhánh không tải $q_v = 0$ lực cản do trọng lượng sẽ là:

$$W_{tl} = \pm q_O H_i$$

2. Lực cản do ma sát ở ổ đỡ con lăn không di chuyển

Ở nhánh có tải:

$$W_P = (q_v + q_O + q_P).\omega.L_i.\cos\beta = (q_v + q_O + q_P).\omega.L_{n.i} \quad (2.14$$

Trong đó:

q_P - trọng lượng phân bố của con lăn (daN/m);

$q_P = m_P/l_P$; với m_P - trọng lượng của một con lăn (daN);

l_P - khoảng cách giữa các con lăn, m;

$L_{n.i}$ - hình chiếu trên phương ngang của đoạn băng đang xét (m);

ω - hệ số độ cản ở phần tính toán của băng chuyền.

Scanned with CamScanner

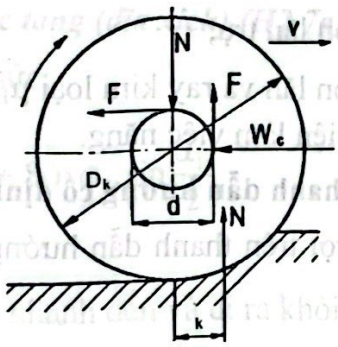
Ở nhánh không tải:

Trong trường hợp này $q_v = 0$, lực cản ma sát nhánh không tải là:

$$W_P = (q_O + q_P).\omega.L_{n.i}$$

3. Lực cản do ma sát ở ổ đỡ con lăn chuyển động (H2.6)

Giả sử dưới tác dụng của trọng lượng vật liệu và thiết bị, con lăn chịu áp lực N, (H2.6), khi đó lực cản ma sát trên con lăn hình trụ chuyển động trên ray gồm lực ma sát trượt $F = \mu_1.N$ tại ổ trục và mô men ma sát cản lăn $M_L = N.k$ gây ra, được xác định từ phương trình cân bằng mô men:



Hình 2.6. Lực cản ma sát ở con lăn chuyển động

$$W_{P.i} = \frac{\mu_1.d.N}{D_K} + \frac{2.k.N}{D_K} = \left(\frac{\mu_1.d + 2.k}{D_K}\right).N$$

Đối với con lăn có gờ, cần kể đến lực ma sát tại gờ con lăn với ray, lực cản này được đánh giá qua hệ số cản ω_1:

$$W_{P.i} = \left(\frac{\mu_1.d + 2.k}{D_K}\right).\omega_1 N = \omega.N$$

Lực cản ma sát trên cả tuyến thẳng khi con lăn chuyển động:

$$W_P = \sum W_{P.i} = (q_v + q_0) \cdot L_{n.i} \cdot \omega \qquad (2.15)$$

ω - Hệ số cản chung của con lăn hành trình:

- Đối với con lăn hình trụ hay hình cầu:

$$\omega = \frac{\mu_1.d + 2.k}{D_K}.\omega_1 \qquad (2.16)$$

- Đối với con lăn hình nón chuyển động trên cánh nghiêng thép I hay [:

$$\omega = \frac{\omega_1}{D_K}\left(\frac{2.k}{\cos\Omega} + 1{,}06\mu_1.d\right) + \frac{tg\Omega}{D_K}\left(\frac{b_K.\mu_H}{2} + \mu_1.d\right) \qquad (2.17)$$

Scanned with CamScanner

Trong các công thức trên:

μ_1 - hệ số ma sát trượt trong cổ trục, ở chế độ ổn định và ổ trượt được bôi trơ $\mu_1 = 0,15 - 0,2$; bôi trơn nửa ướt $\mu_1 = 0,15 - 0,25$, với ổ bi $\mu_1 = 0,01 - 0,06$ tùy theo độ bụi chỗ đặt, khi khởi động giá trị μ_1 lớn hơn 1,5 lần;

d - đường kính trục con lăn hành trình, (mm);

k - hệ số ma sát lăn của con lăn trên thanh ray dẫn hướng tính bằng mm (thông thường đối với con lăn và ray bằng thép k = 0,5 - 2 mm);

ω_1 - hệ số kể đến lực cản tại gờ con lăn với ray (thông thường $\omega_1 = 1,1 - 1,4$);

D_K - đường kính của con lăn hành trình (mm);

Ω - góc nghiêng so với phương ngang của bản cánh thép I hay U $\Omega = 5^o43'$;

b_K - độ rộng phần làm việc của con lăn trụ;

μ_H - hệ số ma sát trượt, đối với con lăn và ray kim loại $\mu_H = 0,25$ khi điều kiện làm việc tốt, $\mu_H = 0,55$ khi điều kiện làm việc nặng.

4. Lực cản ma sát khi trượt trên thanh dẫn hướng cố định

Trong trường hợp thiết bị kéo trượt trên thanh dẫn hướng cố định, lực cản ma sát trượt xác định theo công thức:

$$W_p = q_0.L_{nt}.f_x \qquad (2.18$$

Trong đó:

q_0 - trọng lượng phân bố theo chiều dài của thiết bị kéo;

L_{nt} - chiều dài hình chiếu theo phương ngang của phần trượt;

f_x - hệ số ma sát giữa thiết bị kéo với thanh dẫn hướng. Với xích trượt trên thanh dẫn hướng bôi trơn kém hay không bôi trơn thì $f_x = 0,25 - 0,35$.

Trường hợp hàng đơn chiếc chuyển động trượt theo dẫn hướng cố định nằm ngang lực cản ma sát được xác định theo công thức:

$$W_P = g.\, m_i.\omega_g \qquad (2.19)$$

Trong đó:

m_i - Khối lượng của một mã hàng;

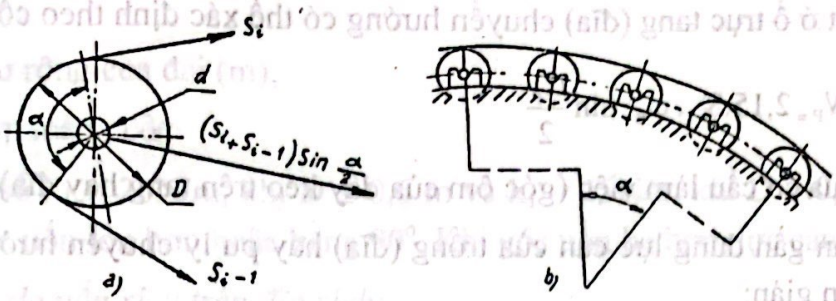
ω_g - hệ số độ cản chuyển động của hàng phụ thuộc vào dạng phần tử đỡ.

2.3.2. LỰC CẢN TRÊN ĐOẠN CONG (H2.7)

Tại đoạn cong, lực cản chuyển động gồm các thành phần lực ma sát ở ngõng trục của trống hay của các con lăn đỡ W_P và lực cản uốn do độ cứng của thiết bị kéo W_u xác định theo công thức chung:

$$W_C = W_P + W_u$$

Scanned with CamScanner



Hình 2.7. Sơ đồ tính lực cản ở trục tang chuyển hướng và qua đoạn cong

1. Lực cản trên tang trống (đĩa xích) không truyền động

Lực cản ma sát ở ổ trục tang (đĩa xích) (H2.7a)

Được tính theo công thức:

$$W_p = (S_{i-1} + Si).\ \omega_B.\ \sin\frac{\alpha_P}{2} \qquad (2.20)$$

Trong đó:

S_{i-1} , S_i - lực căng của nhánh đến và đi ra khỏi vùng uốn của tang;

α_P - góc uốn của cơ cấu kéo (góc ôm của dây kéo trên tang hay đĩa);

ω_B - hệ số độ cản của ổ trống xác định theo công thức:

$$\omega_B = \mu_l \frac{d_{tr}}{D_{tr}} \qquad (2.21)$$

Ở đây:

d_{tr}, D_{tr} - đường kính cổ trục và đường kính của trống hay đĩa xích.

Khi tính toán sơ bộ trong chế độ ổn định có thể lấy ω_B = 0,15 - 0,25 đối với ổ trượt ω_B = 0,002 - 0,035 đối với ổ lăn.

Nếu lực cản uốn đai trên trống không tính chi tiết thì trong công thức 2.20 cần phải lấy giá trị ω_B cao lên ω_B = 0,03 - 0,05 đối với ổ lăn.

Trong chế độ khởi động, lấy giá trị ω_B lớn hơn 1,5 lần giá trị nói trên.

Khi tính chính xác, cần tính đến trọng lượng của tang trống (đĩa), lực cản trong ổ trục tang trống (đĩa) sẽ được xác định theo công thức:

$$W_P = \sum(S_{i-1} + S_i + g.m_{tr}).\ \omega_B$$

S_{i-1}, S_i - lực căng của nhánh đến và đi ra cơ cấu chịu kéo;

m_{tr} - khối lượng của trống (đĩa).

Scanned with CamScanner

Lực cản ma sát ở ổ trục tang (đĩa) chuyển hướng có thể xác định theo công thức:

$$W_P = 2{,}15.S_{i-1}.\omega_B.\sin\frac{\alpha_P}{2} \quad (2.22)$$

α_P - góc uốn của cơ cấu làm việc (góc ôm của dây kéo trên tang hay đĩa)

Trong tính toán gần đúng lực cản của trống (đĩa) hay pu ly chuyển hướng xác định theo công thức đơn giản:

$$W_P = \omega_0.S_{i-1} \quad (2.23)$$

Trong đó:

ω_0 - hệ số cản lấy giá trị trong khoảng 0,03 - 0,1 tuỳ theo góc quay của thiết bị chỉ uốn và điều kiện làm việc.

Lực cản di chuyển do độ cứng của thiết bị kéo, xác định từ phương trình cân bằng mô men đối với tâm đường cong:

$$\sum M_0 = 0$$

$$S_i.R - S_{i-1}.R - (S_{i-1} + S_i).r.\mu_1.\sin\frac{\alpha_p}{2} - W_u.R = 0$$

Từ đó: $$W_u = (S_{i-1} + S_i).\left(\frac{S_i - S_{i-1}}{S_i + S_{i-1}} - \frac{r.}{R}.\mu.\sin\frac{\alpha}{2}\right) = \xi.(S_{i-1} + S_i) \quad (2.24)$$

R - bán kính cong $2R = D_{tr}$;

r - bán kính trục $2.r = d_{tr}$

ξ - gọi là hệ số độ cứng của bộ phận kéo được xác định bằng thực nghiệm. Các ký hiệu khác theo (2.20, 2.21). Theo [9], [18] ξ có thể xác định:

Đối với dây băng vải $\xi = \frac{0{,}35.i}{D^{1,3}}$ với i - số lớp màng cốt.

Đối với dây băng thép $\xi = \frac{\delta}{D}$ với δ - chiều dày băng thép

Đối với dây cáp $\xi = \frac{0{,}05.d_k^2}{D}$

Đối với dây xích $\xi = \frac{f_2.d_2}{D}$

Theo [23] lực cản do độ cứng của thiết bị kéo là dây băng, xích, cáp có thể tính toán theo các công thức sau:

Lực cản do độ uốn của dây đai cao su:

Được tính gần đúng theo công thức:

$$W_u = k_1.B.i_P$$

Scanned with CamScanner

Trong đó:

B - chiều rộng của đai (m);

i_p - số lớp màng cốt;

k_1 - Hệ số k_1 = 20N/m, khi D ≤ 0,6 m và k_1 = 15N/m khi D > 0,6. Công thức trên đúng khi góc uốn lớn hơn hoặc bằng 90°. Khi góc uốn bé hơn, lực cản này được bỏ qua.

Lực cản do uốn xích trên đĩa xích:

Được tính theo công thức gần đúng:

$$W_u = \frac{2,1.f_2.d_2.S_{i-1}}{D_0} \quad (2.25)$$

Hay tính theo công thức:

$$W_u = \frac{f_2.d_2.(S_{i-1}+S_i)}{D_0} \quad (2.26)$$

Trong đó:

f_2 - hệ số ma sát giữa chốt xích với má xích (bảng 3.6);

d_2 - đường kính chốt xích;

D_0 - đường kính vòng tròn đĩa xích hay pu ly;

S_{i-1} - sức căng nhánh đến của xích.

Bảng 2.1. Hệ số ma sát f_2 trong xích bản lề (khi tính toán gầu tải lấy giá trị f_2 = 0,3)

Điều kiện làm việc	Giá trị f_2 tuỳ theo sự bôi trơn		
	Ướt	Nửa ướt	Không bôi trơn
Tốt	0,1 - 0,15	0,15 - 0,20	0,25
Trung bình	0,15 - 0,20	0,20 - 0,25	0,35
Nặng	0,20 - 0,25	0,25 - 0,3	0,45

Lực cản do độ uốn của cáp thép:

$$W_u = \xi_K.S_{i-1} \quad (2.27)$$

$$\xi_K = 0,1.\frac{d_K^2 + 0,3}{D-10}$$

Trong đó:

S_{i-1} - sức căng của cáp tại chỗ uốn;

ξ - hệ số độ cứng của cáp;

Scanned with CamScanner

d_K - đường kính cáp;

D - đường kính của pu ly.

Tổng lực cản trên cung cong của tang trống, đĩa xích hay con lăn sẽ là:

$$W_C = W_P + W_u = (S_{i-1} + S_i).\ \omega_B.\ \sin\frac{\alpha_P}{2} + \xi.(S_{i-1} + S_i)$$

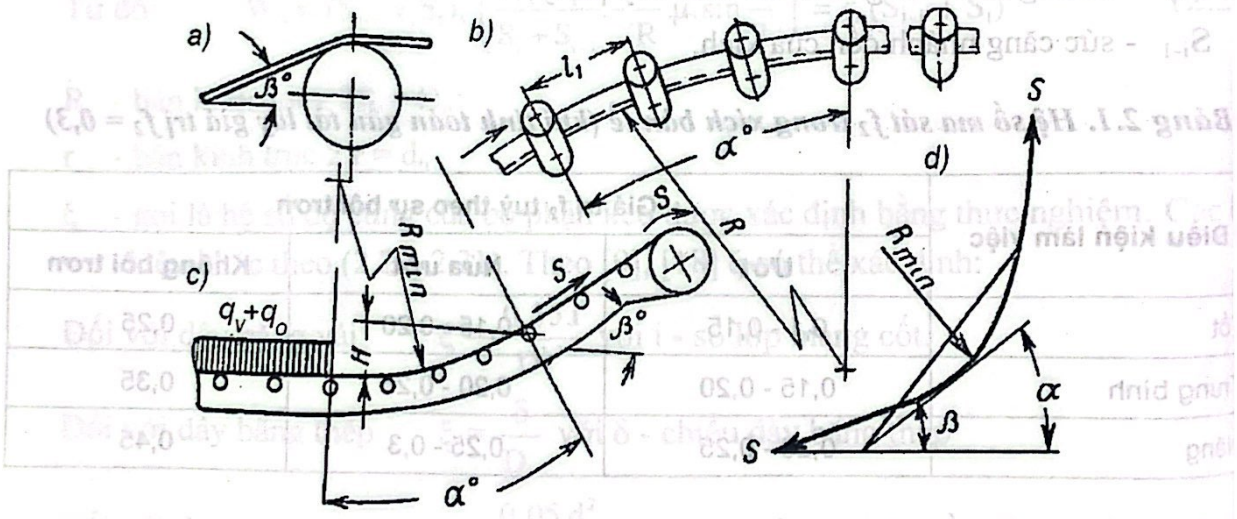
Hay $W_C = (S_{i-1} + S_i).\ (\omega_B.\ \sin\frac{\alpha_P}{2} + \xi)$.

2. Lực cản ở phần cong trên nhiều con lăn của băng (H2.8b)

Khi thiết bị kéo uốn cong lồi qua nhiều con lăn, ta vẫn áp dụng công thức trên tính, với chú ý là hệ số cản ω_B là hệ số cản chung trên đoạn cong.

Lực cản của phần lõm của băng (độ lồi hướng xuống dưới), (H2.8c).

Lực cản trên đoạn băng lõm được xác định theo công thức trên khi độ cong c tuyến đường bé. Khi độ cong đủ lớn, sức căng của cơ cấu kéo không ép dây băng l phần tử định hướng (đỡ), và ngược lại, giảm sức ép của nó lên phần tử đỡ do đó khô gây ra lực cản phụ, còn lực cản uốn của cơ cấu kéo được cân bằng do sự giảm lực c của phần tử đỡ.



Hình 2.8. *Sơ đồ tính lực cản trên đoạn cong lồi, lõm*

Việc cần thiết phải đặt bộ phận ép sẽ kiểm tra theo công thức:

$$R_\Phi < \frac{S_{i-1}}{q_b.\cos^2\beta}$$

Trong đó:

R_Φ - bán kính uốn thực tế của tuyến;

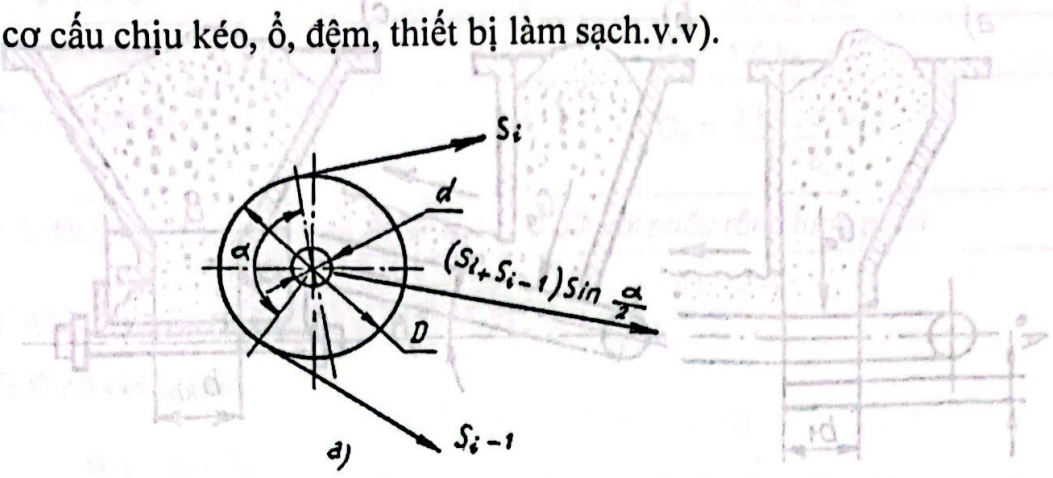
β - góc lệch khỏi phương ngang phần kế tiếp của tuyến.

Scanned with CamScanner

Lực cản của tang, (đĩa xích) dẫn động xác định theo công thức gần đúng:

$$W_d = \omega_B \cdot (S_i + S_{i-1})$$

ω_B - hệ số độ cản tính đến tất cả các tổn hao trong cơ cấu dẫn động (ma sát, độ uốn của cơ cấu chịu kéo, ổ, đệm, thiết bị làm sạch.v.v).



***Hình 2.9.** Sơ đồ tính lực cản ở trục tang hay đĩa xích*

2.3.4. LỰC CẢN CỦA THÀNH CỐ ĐỊNH

Đối với hàng rời được tính theo công thức:

$$W_{tc} = f_g \cdot h_\sigma^2 \cdot \gamma.g.\, n_\sigma . L_\sigma \qquad (2.28)$$

h_σ - độ cao lớp hàng trong thành;

L_σ - chiều dài của thành;

n_σ - hệ số áp suất cạnh;

f_g - hệ số ma sát của hàng rời với thành máng.

Đối với hàng đơn chiếc, lực cản của thành được xác định theo công thức:

$$W_{tc} = \omega_\sigma . L_\sigma$$

Trong đó: ω_σ - hệ số độ cản của thành (ω_σ = 0,5-1,5kN/m)

2.3.5. LỰC CẢN CỦA THIẾT BỊ VÀO TẢI (H2.10)

Khi chuyển động ổn định, lực cản ở thiết bị vào tải tính theo công thức:

$$W_{vt} = h'_E \; q_V . \frac{l_B}{B} + G_a . \omega \qquad (2.29)$$

Trong đó:

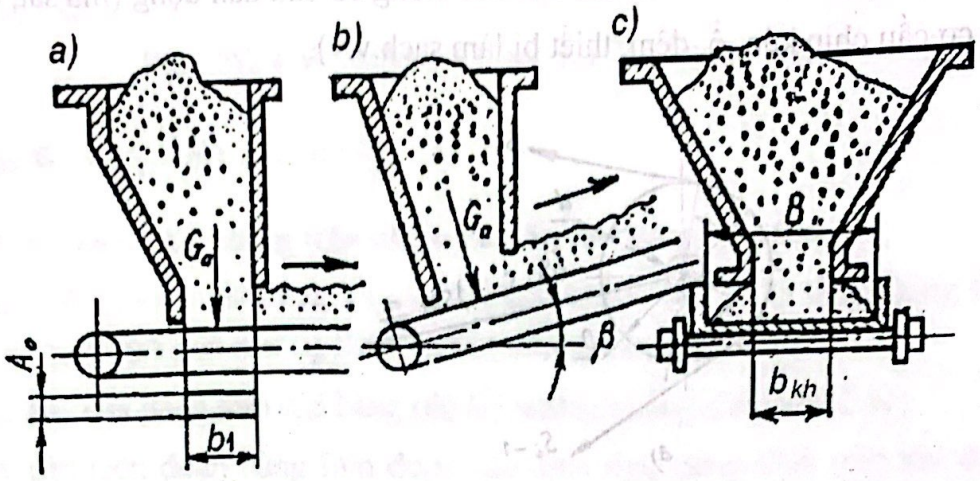
h'_E - hệ số có thứ nguyên độ dài h'_E = 0,5m khi vận tốc của băng và tấm sàn $v \le 1{,}0$m/s và h'_E = 0,65m khi v > 1m/s.

Scanned with CamScanner

l_B - chiều dài của cửa cấp hàng;

G_a - áp lực động của vật liệu lên cơ cấu làm việc;

B - chiều rộng của dây đai hay tấm sàn.



Hình 2.10. Tính toán lực cản ở thiết bị vào tải

Lực ép G_a của hàng rời lên dây đai (H2.10a) tính theo công thức:

$$G_{ng} = G_a . k_{ng}$$

G_a - lực ép lên tấm nằm ngang, xác định theo công thức trong bảng 2.5;

k_{ng} - hệ số nghiêng xác định theo công thức:

$$k_{ng} = \cos^2\beta + k_{ld} . \sin^2\beta$$

Với k_{ld} là hệ số linh động của hàng rời.

Khi tính toán lực cản của băng tải mà cửa ra ở đáy phễu (boongke) dạng khe, thanh ghi, lực ép lên dây đai được tính theo công thức:

$$G_a = 800 . \gamma . F_{kh} . b_{kh}$$

Trong đó:

b_{kh} - độ rộng của khe H2.10c, đối với phễu bậc thang, lấy độ rộng trung bình;

F_{kh} - diện tích hoạt động của khe (trừ phần thanh ghi, rãnh v.v.).

Khi khởi động băng có phễu lấy hàng, lực cản ở thiết bị vào tải lớn hơn trong chuyển động ổn định và tính toán theo công thức:

$$W_{vtk} = 0,7 . h_E' . q_g . \frac{l_B}{B} + G_a . (1,5\omega + f_0) \qquad (2.30)$$

Trong đó:

f_0 - hệ số ma sát (tĩnh) của hàng rời trên đai hay tấm;

1,5 - hệ số ở chế độ khởi động tính đến lực cản tĩnh lớn hơn 1,5 lần lực cản động.

Scanned with CamScanner

Bảng 2.2. Công thức để tính G_a

Dạng cửa	Công thức tính
Cửa tròn đường kính D	$G_a = 1,1.k_0.\gamma.D^3$
Cửa vuông có cạnh bxb	$G_a = 1,4.k_0.\gamma.b^3$
Cửa chữ nhật có cạnh bxb$_1$	$G_a = \frac{2,8.k_0.b^2.b_1^2}{b+b_1}$
Chú ý: k_0 = 1,5 đối với phễu hoàn toàn rỗng; k_0 = 1,0 đối với phễu rỗng từng phần	

2.3.6. LỰC CẢN CỦA THIẾT BỊ LÀM SẠCH

Xác định theo công thức:

$$W_s = \omega_s . B \quad (2.31)$$

Trong đó:

B - chiều rộng của phần tử làm việc (đai, tấm, máng, cào v.v) m;

ω_s - hệ số độ cản của thiết bị làm sạch tính trên một đơn vị chiều rộng của cơ cấu kéo, đối với máng cào và thanh gạt làm sạch $\omega_s = (20\text{-}60).v_{ch}$ (kN/m) với v_{ch} - vận tốc dài của chổi (m/s).

2.3.7. LỰC CẢN DO ĐỘNG NĂNG CHUYỂN ĐỘNG CỦA VẬT LIỆU

Khi cấp vật liệu với vận tốc ban đầu v_0, chuyển động của hạt vật liệu gây ra lực cản đặt lên cơ cấu kéo của băng chuyền được tính theo công thức:

$$W_{dn} = \frac{Q.(v^2 - v_0^2)}{3,6.v} \quad (2.32)$$

Trong đó:

v - vận tốc của phần tử kéo (m/s);

v_0 - vận tốc vật liệu trước khi đặt lên phần tử kéo (m/s);

Q - năng suất T/h.

Nếu $v_0 > v$ thì lực cản này được xem là bằng 0.

2.3.8. LỰC CẢN QUÁN TÍNH CỦA VẬT LIỆU VÀ CÁC THIẾT BỊ

Lực cản quán tính của hàng, của cơ cấu kéo và các chi tiết đỡ quay của băng chuyền trong giai đoạn khởi động được xác định theo công thức sau:

$$W_{qt} = j_x . L_k.(q_v + q_0 + k_g . q_{bp}) \quad (2.33)$$

J_x - gia tốc của cơ cấu kéo khi khởi động m/s^2;

L_k - chiều dài phần cơ cấu kéo đang xét, m;

Scanned with CamScanner

k_g - hệ số hình dạng của bộ phận quay: $k_g = 0,5 - 0,9$;

q_{bp} - trọng lượng phân bố theo chiều dài của chi tiết quay (daN/m).

Trọng lượng giá treo, xe con của băng đẩy, kéo kiểu treo được lấy là q_0.

Lực cản quán tính của bộ phận chuyển hướng và bộ phận dẫn động trống, đĩa, pu trong thời kỳ khởi động:

$$W_i = g \cdot j_x \cdot k_g \cdot m_0$$

m_0 - khối lượng của phần tử tính toán.

Lực cản của puly cáp xác định theo công thức 2.23 và lấy các giá trị $\omega_0 = 0,05 - 0,$ khi góc uốn cáp trên puly 90° và $\omega_0 = 0,06 - 0,08$ - góc 180°.

2.3.9. LỰC CẢN KHI ĐI QUA THIẾT BỊ RA TẢI

Khi thiết bị dỡ tải hàng rời bằng thanh gạt cố định, lực cản được xác định:

$$W_{r.t} = \omega_0' \cdot q_g \cdot B \qquad (2.3$$

Trong đó:

ω_0' - hệ số độ cản riêng, tuỳ loại vật liệu - với vật liệu nhỏ mịn: $\omega_0' = 2,7$

Với vật liệu hạt nhỏ: $\omega_0' = 3,6$

q_v - trọng lượng phân bố của vật liệu;

B - chiều rộng băng.

Khi dỡ tải hàng đơn chiếc bằng băng chuyển động, lực cản được xác định:

$$W_{rt} = \omega_0'' \cdot G \qquad (2.32)$$

Trong đó:

ω_0'' - hệ số cản lấy bằng 0,5 - 0,7;

G - trọng lượng của hàng.

2.3.10. TỔNG LỰC CẢN CHUYỂN ĐỘNG CỦA BĂNG CHUYỀN

Tổng lực cản chuyển động của băng chuyền khép kín được xác định bằng cá cộng các lực cản riêng biệt theo công thức:

$$W = W_{th} + W_c + W_{dd} + W_{tc} + W_{vt} + W_s + W_i + W_{qt} + W_{r.t} \qquad (2.3$$

Tổng lực cản chuyển động W là cơ sở để xác định lực căng của cơ cấu kéo, cô suất truyền động của băng. Khi tính toán lực cản, tuỳ loại băng, tuỳ mục đích tính to trong trường hợp cụ thể, ở công thức có thể đầy đủ hay không đầy đủ các thành phầ lực cản hoặc được bổ sung những thành phần lực cản cần thiết khác.

Scanned with CamScanner

2.4. LỰC CĂNG CỦA THIẾT BỊ KÉO

2.4.1. TÍNH TOÁN LỰC CĂNG THEO PHƯƠNG PHÁP TÍNH ĐUỔI

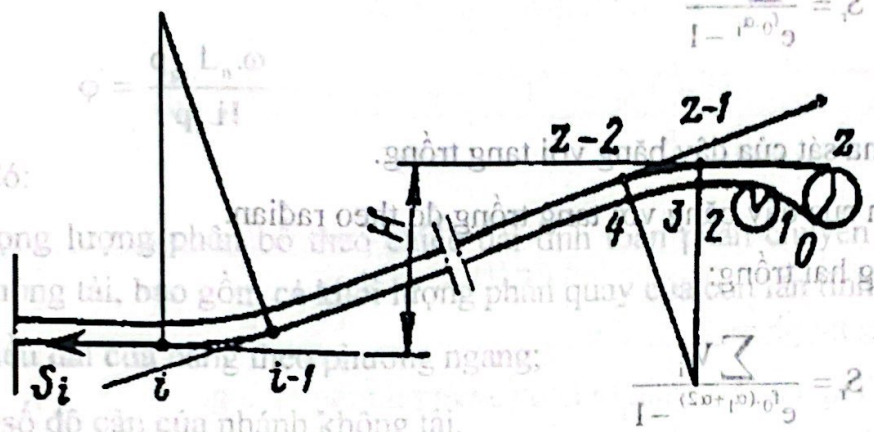
Để tính lực căng trên thiết bị kéo, người ta áp dụng rộng rãi phương pháp tính toán đi vòng theo các điểm đặc trưng của tuyến (nói ngắn gọi là tính đuổi theo điểm).

Giả sử ta biết lực căng tại điểm S_{i-1} bất kỳ của thiết bị kéo, lực căng của thiết bị kéo tại điểm kế tiếp S_i (H2.11) sẽ được tính theo công thức:

$$S_i = S_{i-1} + W_i \quad (2.36)$$

S_{i-1} - lực căng tại điểm (i-1) ;

W_i - lực cản của phần giữa điểm (i-1) và i, xác định theo 2.3.



Hình 2.11. Xác định lực căng trong dây đai

Trên H2.11 ký hiệu: H - độ cao nâng hàng, z - số phần cần tính toán.

Lực căng S_i của thiết bị kéo tại điểm cuối đoạn tính toán của tuyến còn được tính theo công thức:

$$S_i = k' . S_{i-1} \quad (2.37)$$

Trong đó:

S_{i-1} - lực căng của thiết bị kéo tại đầu phần cong đang xét ;

$k' > 1$ - hệ số tăng sức căng trên đoạn cong của tuyến.

Đối với trống, đĩa hay pu ly $k' = 1 + \omega_0$, trong đó : ω_0 - hệ số độ cản của thiết bị (2.23).

Đối với vành dẫn hướng hay nhóm con lăn chuyển hướng $k' = e^{\omega . \alpha_p}$

Trong đó: ω - hệ số độ cản. α_p - góc uốn cong của thiết bị kéo, (radian).

Tính toán băng có dẫn động ma sát thường bắt đầu từ điểm cơ cấu kéo rời khỏi phần tử dẫn động (điểm O trên H2.11). Lực căng S_r tại điểm này được tính gần đúng khi tính toán băng.

Tính toán băng tải có dẫn động bằng xích bắt đầu từ điểm sức căng của xích là nhỏ nhất.

Scanned with CamScanner

Trong các băng chuyền có dẫn động đặt ở điểm trên của tuyến, lực căng cực đại của cơ cấu kéo S_{max} xảy ra tại điểm nó chạy đến tang (đĩa xích) dẫn động và được tính theo công thức:

$$S_{max} = \sum W_i + S_r \qquad (2.38)$$

Trong đó:

$\sum W_i$ - tổng lực cản, được xác định không tính đến lực cản của cơ cấu dẫn động.

Lực căng S_r phụ thuộc vào dạng băng tải và vào loại phần tử chịu kéo, đối với băng có dẫn động ma sát, giá trị cực tiểu S_r là một hàm của tổng lực cản của băng chuyền:

$$S_r = \frac{\sum W_i}{e^{f_0 \cdot \alpha_i} - 1} \qquad (2.39)$$

Trong đó:

f_0 - hệ số ma sát của dây băng với tang trống.

α_i - góc ôm của dây băng với tang trống đo theo radian.

Khi dẫn động hai trống:

$$S_r = \frac{\sum W_i}{e^{f_0 \cdot (\alpha_1 + \alpha 2)} - 1}$$

α_1, α_2 - góc ôm ở trống thứ nhất và trống thứ 2.

Bảng 2.3- Hệ số ma sát f_0 đối với đai cao su

Dạng lót	Giá trị f_0 tuỳ theo bề mặt tang trống		
	Khô	Ẩm	Rất ẩm
Gỗ	0.35	0,25	0,15
Cao su	0,4	0,15 - 0,3	0,15
Testyl	0,4	0,3	0,13
Không lót	0,3	0,2	0,07 - 0,1

Hệ số ma sát f_0 giữa dây băng cao su với tang trống cho trong bảng 2.7.

Hệ số ma sát f_0 giữa đai thép với tang bằng gang không lót, ở không khí ẩm $f_0 = 0,15$, ở không khí khô $f_0 = 0,2$.

Ở băng dẫn động bằng xích, giá trị S_r phụ thuộc vào vị trí của điểm có giá trị lực căng xích cực tiểu S_{min}, thường nhận giá trị $S_{min} = 500 - 10.000N$.

Trong băng nằm ngang điểm S_{min} được đặt tại chỗ mà xích chạy ra khỏi đĩa dẫn động vì vậy ở băng tải này:

Scanned with CamScanner

$$S_{max} = \sum W_i + S_{min} \qquad (2.40)$$

Trong băng tải thẳng đứng (băng gầu) điểm S_{min} được đặt phía dưới của cơ cấu kéo và:

$$S_{max} = \sum W_i + S_{min} + g.q_0.H \qquad (2.41)$$

Trong đó:

q_0 - trọng lượng phân bố theo chiều dài tính toán nhánh làm việc của thiết bị kéo;

H - chiều cao của băng tải giữa tâm bộ phận dẫn động và bộ phận chịu kéo (trống, đĩa).

Trong băng tải nghiêng, H2.12a, vị trí điểm S_{min} và giá trị S_{max} phụ thuộc vào đại lượng tính toán:

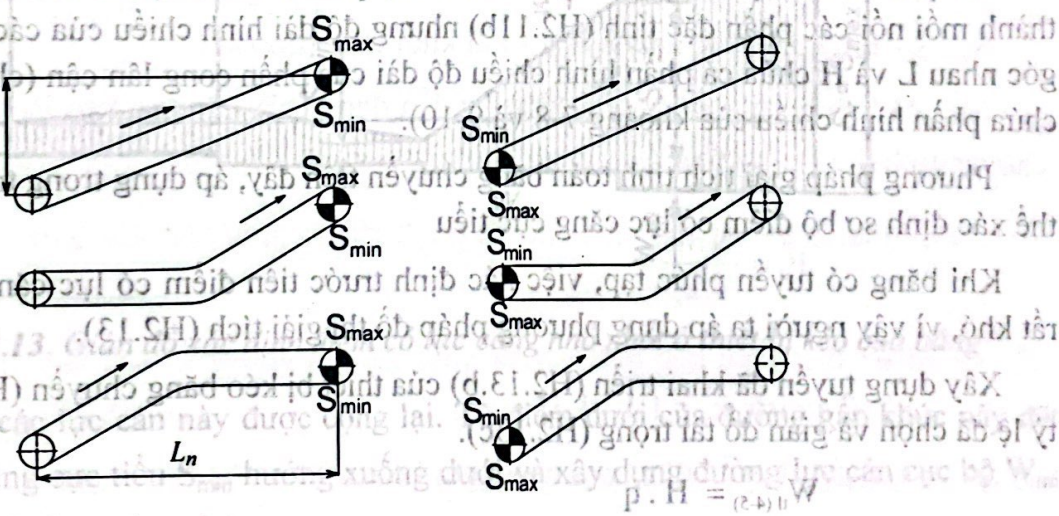
$$\varphi' = \frac{q_{gx}.L_n.\omega}{q_0.H}$$

Trong đó:

q_{gx} - trọng lượng phân bố theo chiều dài tính toán phần chuyển động của nhánh không tải, bao gồm cả khối lượng phần quay của con lăn tĩnh;

L_n - chiều dài của băng theo phương ngang;

ω - hệ số độ cản của nhánh không tải.



Hình 2.12. Sơ đồ tính điểm lực căng lớn nhất ở thiết bị kéo của băng

Nếu $\varphi' > 1$ thì lực căng S_{min} nằm ở điểm 1 và S_{max} được xác định bằng công thức 2.40. Nếu $\varphi' < 1$ lực căng nằm tại điểm 2 và S_{max} được xác định theo công thức:

$$S_{max} = \sum W_i + S_{min} + q_0.H(1-\varphi') \qquad (2.42)$$

Trong băng chuyền ngang nghiêng H2.12b, điểm đặt S_{min} phụ thuộc vào đại lượng:

Scanned with CamScanner

$$\varphi_{hi} = \frac{q_{gx}.L_1.\omega}{q_0.H}$$

Trong đó:

L_1 - Khoảng cách nằm ngang từ phần dẫn động đến đầu phần nằm ngang của nhánh không tải, nối tiếp với thiết bị kéo.

Nếu $\varphi_{hi} > 1$, lực căng S_{min} nằm ở điểm 1, S_{max} xác định theo công thức 2.40.

Nếu $\varphi_{hi} < 1$, lực căng S_{min} nằm ở điểm 2, S_{max} xác định theo công thức:

$$S_{max} = \sum W_i + S_{min} + q_0.H(1-\varphi_{hi}) \quad (2.43)$$

Lực căng cực tiểu cho phép của thiết bị kéo phụ thuộc vào giá trị độ võng cho phép giữa các phần tử đỡ và được xác định theo công thức:

$$S_{0.min} = \frac{(q_v + q_0).l_p^2.\cos^2\beta}{8.f_{cf}} \quad (2.44$$

Trong đó:

l_p - khoảng cách giữa các con lăn đỡ (H2.11a);

$f_{c.f}$ - độ võng cho phép;

β - góc nghiêng của bộ phận bị kéo so với phương ngang.

Khi phân chia tuyến băng chuyền thành các phần tính toán, các điểm tính toán tr thành mối nối các phần đặc tính (H2.11b) nhưng độ dài hình chiếu của các phần vuôn góc nhau L và H chứa cả phần hình chiếu độ dài của phần cong lân cận (chẳng hạn L_8 chứa phần hình chiếu của khoảng 7-8 và 9-10).

Phương pháp giải tích tính toán băng chuyền trên đây, áp dụng trong trường hợp c thể xác định sơ bộ điểm có lực căng cực tiểu

Khi băng có tuyến phức tạp, việc xác định trước tiên điểm có lực căng cực tiểu l rất khó, vì vậy người ta áp dụng phương pháp đồ thị giải tích (H2.13).

Xây dựng tuyến đã khai triển (H2.13.b) của thiết bị kéo băng chuyền (H2.13.a) theo tỷ lệ đã chọn và giản đồ tải trọng (H2.13c).

$$W_{tl\,(4\text{-}5)} = H \,.\, q$$

Tính toán lực cản ma sát W_p và xây dựng giản đồ theo các công thức:

$$W_{p\,(0\text{-}3)} = L_{0\text{-}3}.q_0.\omega$$

$$W_{p\,(4\text{-}7)} = L_{4\text{-}7}.q.\omega$$

Trong đó:

q_0 , q - trọng lượng phân bố tương ứng với phần không tải và phần chịu tải;

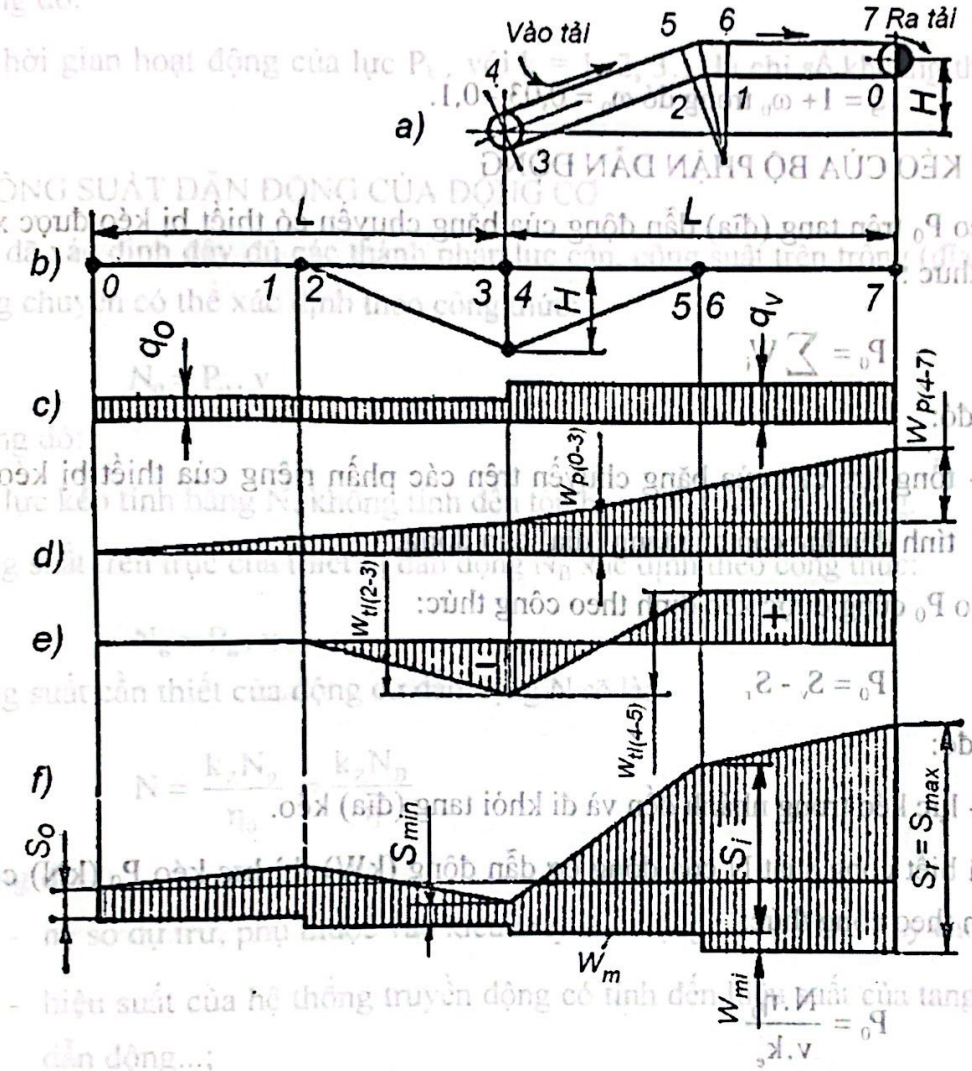
$L_{0\text{-}3}$, $L_{4\text{-}7}$ - chiều dài theo phương ngang của phần không tải và chịu tải.

Scanned with CamScanner

Tính lực cản do trọng lượng W_{tl}, xây dựng tiếp giản đồ, theo công thức:

$$W_{tl\,(2\text{-}3)} = - H.q_0$$

H - là chiều cao nâng lên hay hạ xuống trên các đoạn (2-3) và (4-5) .



***Hình 2.13**. Giản đồ xác định điểm có lực căng nhỏ nhất ở thiết bị kéo của băng*

Sau đó, các lực cản này được cộng lại. Từ điểm dưới của đường gấp khúc này đặt giá trị lực căng cực tiểu S_{min} hướng xuống dưới và xây dựng đường lực cản cục bộ W_{mi} bằng cách tính theo công thức:

- Đối với điểm bên phải của S_{min}:

$$W_{mi} = S_i(\xi - 1)$$

Trong đó:

S_i - lực căng của dây đai tại điểm i;

ξ_i - hệ số tăng lực căng cục bộ của dây đai.

Scanned with CamScanner

- Đối với điểm bên trái của S_{min}:

$$W_m = \frac{S_i(\xi - 1)}{\xi_i}$$

Theo giản đồ xác định được $S_{max} = S_7$ và lực kéo $P_0 = S_P - S_0$; ξ được xác định theo công thức:

$\xi = 1 + \omega_0$ trong đó $\omega_0 = 0,03 - 0,1$.

2.4.2. LỰC KÉO CỦA BỘ PHẬN DẪN ĐỘNG

Lực kéo P_0 trên tang (đĩa) dẫn động của băng chuyền có thiết bị kéo được xác định theo công thức :

$$P_0 = \sum W_i \qquad (2.4$$

Trong đó:

$\sum W_i$ - tổng lực cản của băng chuyền trên các phần riêng của thiết bị kéo, không tính đến lực cản của tang (đĩa) dẫn động.

Lực kéo P_0 cũng được xác định theo công thức:

$$P_0 = S_v - S_r \qquad (2.4$$

Trong đó:

S_v , S_r - lực kéo trong nhánh đến và đi khỏi tang (đĩa) kéo.

Nếu đã biết công suất N của động cơ dẫn động (kW) thì lực kéo P_0 (kN) của băng chuyền tính theo công thức:

$$P_0 = \frac{N.\eta_0}{v.k_e} \qquad (2.4$$

Trong đó:

k_e - hệ số dự trữ, $k_e = 1,1 - 1,35$;

v - vận tốc chuyển động của cơ cấu bị kéo (m/s);

η_0 - hiệu suất của cơ cấu truyền có tính đến tổn hao của cơ cấu dẫn động.

Trong trường hợp băng chuyền hoạt động không đều và theo chu trình nào đó (dạng mạch đập của băng đai, băng tấm, băng bước v.v…), lực kéo sẽ là một đại lượng biến đổi và lấy các giá trị P_1, P_2, P_3,… P_k, trong các khoảng thời gian khác nhau của chu trình t_1, t_2, t_3,… t_k. Việc chọn động cơ đối với băng chuyền loại này được tính theo lực kéo tương đương P_{td}. Lực kéo tương đương P_{td} được xác định:

Scanned with CamScanner

$$P_{td} = \sqrt{\frac{\sum_{k=1}^{k} P_k^2 . t_k}{\sum_{k=1}^{k} t_k}}$$

Trong đó:

t_k - thời gian hoạt động của lực P_k, với k = 1, 2, 3... là chỉ số khoảng thời gian và lực kéo.

2.4.3. CÔNG SUẤT DẪN ĐỘNG CỦA ĐỘNG CƠ

Khi đã xác định đầy đủ các thành phần lực cản, công suất trên trống (đĩa) dẫn động của băng chuyền có thể xác định theo công thức:

$$N_0 = P_0 . v$$

Trong đó:

P_0 - lực kéo tính bằng N, không tính đến tổn hao trên trống dẫn động.

Công suất trên trục của thiết bị dẫn động N_B xác định theo công thức:

$$N_B = P_B . v \qquad (2.48)$$

Công suất cần thiết của động cơ dẫn động N sẽ là:

$$N = \frac{k_z N_0}{\eta_0} = \frac{k_z N_B}{\eta} \qquad (2.49)$$

Trong đó:

k_z - hệ số dự trữ, phụ thuộc vào kiểu máy dao động từ 1,1-1,85 hay cao hơn;

η_0 - hiệu suất của hệ thống truyền động có tính đến hiệu suất của tang (đĩa xích) dẫn động...;

η - hiệu suất của hệ thống truyền động không tính đến hiệu suất của tang (đĩa xích) dẫn động...

Giá trị trung bình của hiệu suất ở các cơ cấu cho trong bảng 2.8. Hiệu suất của cơ cấu truyền bao gồm từ các phần tử riêng được xác định theo công thức:

$$\eta_0 = \eta_b . \eta_p \eta_m^z . \eta_{bs}; \eta = \eta_p . \eta_m^z \eta_{bs};$$

η_B, η_P, η_M, - hiệu suất của trống (đĩa) dẫn động, hộp giảm tốc, khớp tương ứng.

z - số khớp trong bộ truyền động.

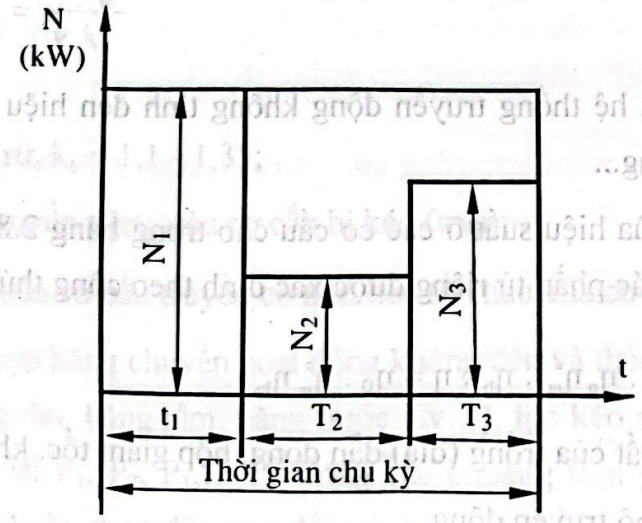
η_{bs} - hiệu suất của các phần tử bổ sung (xích truyền, trục v.v.)

Scanned with CamScanner

Bảng 2.4. Giá trị trung bình của hiệu suất

Loại cơ cấu truyền động hiệu suất	Hiệu suất
Hộp giảm tốc 1 cấp	0,97
Hộp giảm tốc 2 cấp	0,94
Hộp giảm tốc 3 cấp	0,92
Bộ truyền bánh răng hở gia công tiện	0,95
Bộ truyền bánh răng hở không gia công	0,90
Bộ truyền trục vít 3 mối ren	0,85
Bộ truyền trục vít 2 mối ren	0,75
Bộ truyền trục vít 1 mối ren, không tự hãm	0,65
Bộ truyền xích	0,96
Bộ truyền đai	0,96
Khớp nối	0,99
Trục trên ổ lăn	0,98 - 0,99
Các bộ phận dẫn động (đĩa xích, trống, pu ly)	
Không tính đến độ cứng của cơ cấu kéo	0,98
Có tính đến độ cứng của cơ cấu kéo	0,92

Nếu cơ cấu làm việc của băng chuyền chuyển động không đều theo chu trình cho (dạng mạch đập của băng đai, băng tấm, băng bước v.v) thì công suất ổn định động cơ được chọn tương ứng với biểu đồ tải (H2.14) biểu đồ này chỉ ra sự thay công suất trong toàn bộ chu trình làm việc của máy (không chỉ ra sự tạm dừng tr tính toán). Công thức tính toán để xác định công suất tương đương (công suất bì phương trung bình):



Hình 2.14. Biểu đồ tính toán công suất tương đương

Scanned with CamScanner

$$N = \sqrt{\frac{\sum_{k=1}^{n} N_k^2 . t_k}{\sum_{k=1}^{n} t_k}}$$

Trong đó:

N - công suất cần thiết trên trục động cơ điện

k = 1,2,3… n

t_k - thời gian tác động của công suất N_k.

Khi chọn động cơ điện, mô men khởi động M_{kd} (N.m) cần có:

$$M_{kd} = \frac{N_{max}}{\omega_{dn}}$$

Trong đó:

N_{max} - công suất cực đại (W);

ω_{dn} - vòng quay danh nghĩa của động cơ.

2.4.4. CHỌN HỘP GIẢM TỐC

Theo động cơ đã chọn, tính chọn hộp giảm tốc tương ứng với tỷ số truyền tính toán:

$$i_0 = \frac{\omega_{dc}}{\omega_{tr}} ; i_0 = \frac{\omega_{dc}}{\omega_d}$$

Trong đó:

ω_{dc} - vận tốc góc của trục động cơ (rad/s);

ω_{tr} - vận tốc góc của tang (rad/s), $\omega_{tr} = \frac{2.v}{D_{tr} + \delta}$ với v - vận tốc dây băng (m/s);

D_{tr} - đường kính của tang (pu ly),

δ - chiều dày dây băng. (m);

ω_d - vận tốc góc danh nghĩa (trung bình) của đĩa xích (rad/s);

$$\omega_d = \frac{2.\pi.v}{z.t_x}$$ với z - số răng của đĩa;

t_x - bước xích, (m);

v - vận tốc chuyển động của xích.

Khi đã biết các giá trị ω_{tr}, (ω_d) tỷ số truyền của của hộp giảm tốc sẽ là:

$$i_o = \frac{(D_{tr} + \delta).\omega_{dc}}{2.v} ; i_o = \frac{z.t_x.\omega_{dc}}{2.\pi.v} \quad (2.50)$$

Scanned with CamScanner

Nếu tỷ số truyền cần thiết lớn hơn tỷ số truyền có trong các hộp giảm tốc tiêu chuẩn, cần tiến hành tính toán tỷ số truyền của bộ truyền phụ (xích, bánh răng, đai) nối đầu ra của hộp giảm tốc với trục của cơ cấu kéo hay lối vào của hộp giảm tốc với trục động cơ.

Thông thường tỷ số truyền thực tế i_ϕ của cơ cấu dẫn động sẽ khác một ít với tỷ số truyền tính toán i_0, vận tốc thực tế v_ϕ của cơ cấu làm việc được xác định theo công thức:

$$v_\phi = \frac{v.i_\phi}{i_0} \qquad (2.5)$$

2.4.5. TÍNH TOÁN BĂNG CHUYỀN TRONG THỜI KỲ KHỞI ĐỘNG

Mô men khởi động của động cơ:

Trong thời kỳ khởi động, động cơ của băng cần có mô men vượt qua mô men cản lực cản tĩnh M_t và mô men động M_d. Mô men động M_d gồm 2 thành phần:

$$M_d = M_d^{'} + M_d^{''}$$

$M_d^{'}$ - mô men động do lực quán tính của hàng hoá, thiết bị kéo và con lăn của băng chuyền (không kể đến chi tiết dẫn động);

$M_d^{''}$ - mô men động do lực quán tính của các chi tiết dẫn động.

Để xác định mô men khởi động, có thể sử dụng sơ đồ một khối lượng, đồng thời coi mô men quán tính là các đại lượng không đổi, khi đó phương trình cân bằng mô men thời kỳ mở máy sẽ là:

$$M_{kd} = M_t + M_d = M_t + J_o . \ddot{\varphi} \qquad (2.5$$

J_0 - mô men quán tính tương đương của tất cả các khối lượng quy đổi về trục động cơ. J_0 xác định từ phương trình cân bằng động năng. Để tiện tính toán thay J_0 bằng mô men đà quy đổi:

$$J_0 = \frac{(GD^2)}{4}$$

Mô men tĩnh M_t:

Mô men động cơ để thắng mô men do lực cản tĩnh xác định theo công thức:

$$M_t = \frac{P_{tk} . D}{2 . i_0 . \eta_0} \qquad (2.5)$$

Trong đó:

D - bán kính tính toán của tang trống (đĩa) dẫn động;

Scanned with CamScanner

P_{tk} - lực kéo tĩnh trong thời kỳ khởi động, Lực kéo này lớn hơn khi chuyển động ổn định vì lực cản ma sát khi bắt đầu khởi động lớn hơn khoảng 1,5 lần lực cản ma sát trong chuyển động ổn định;

i_0 - tỷ số truyền của hộp giảm tốc;

η_0 - hiệu suất của hệ thống truyền động.

Mô men quán tính $M_d^{'}$:

Lực quán tính của hàng và thiết bị kéo của băng chuyền được xác định:

$$P_{ph} = \frac{G_{td}.v}{t_{kd}}$$

Trong đó:

$t_{kđ}$ - thời gian khởi động, thông thường thời gian này không quá 3-6s;

v - vận tốc của hàng và thiết bị kéo $v = \frac{D.\omega_{dc}}{2.i_0}$; $\omega_{dc} = \frac{\pi.n_{dm}}{30}$;

G_{td} - khối lượng quy đổi của các phần chuyển động của băng chuyền và hàng hoá được xác định theo công thức:

$$G_{td} = k_{dh}.(m_0 + k_{vk}.m_q + m_v) \quad (2.54)$$

k_{dh} - hệ số tính đến giãn đàn hồi của thiết bị kéo, do sự giãn này các khối lượng sẽ không đồng thời chuyển động, điều này làm giảm lực động;

m_0 - khối lượng phần hành trình của băng chuyền, bao gồm khối lượng các xe con và các giá treo (của băng tải treo);

m_q - khối lượng các chi tiết quay (con lăn) của băng chuyền;

m_v - khối lượng hàng hoá trên băng chuyền;

k_{vk} - hệ số tính đến vận tốc dài các khối lượng quay bé hơn vận tốc của thiết bị kéo. Giá trị k_{vk} lớn đối với băng chuyền có con lăn đứng yên, băng chuyền ngắn (vài mét), bé đối với băng chuyền có con lăn hành trình, băng chuyền dài. Khi tính sơ bộ lấy k_{vk} = 0,85 - 0,95 với xích hay cáp kéo, k_{vk} = 0,5 - 0,7 với đai cao su có lớp testin.

Mô men động cơ để thắng mô men do lực quán tính của hàng hoá, thiết bị kéo được xác định theo điều kiện cân bằng công:

$$M_d^{'} . \omega_{dc} = P_{ph} . v$$

Từ đó:

$$M_d^{'} = \frac{P_{Ph}.D}{2.i_0.\eta} = \frac{G_{td}.\omega_{dc}.D^2}{4.i_0^2.t_{kd}.\eta_0} \text{ (N.m)} \quad (2.55)$$

Scanned with CamScanner

Mô men quán tính $M_d^{"}$:

Mô men động để gia tốc phần quay của cơ cấu dẫn động được xác định:

$$M_d^{"} = \frac{(G_i . D_i^2).n_{dc}}{365.t_{kd}.i_0^2.\eta} \text{ (N.m)} \qquad (2.5$$

Trong đó:

$(G_i.D_i)^2$ - mô men đà trên trục động cơ tính đến khối lượng rô to, khớp và bá phanh, tang (đĩa) quy đổi về trục động cơ (kg.m^2) .

Hệ số quá tải của động cơ trong giai đoạn khởi động:

$$k_{qt} = \frac{M_{kt.max}}{M_{dm}}$$

M_{dm} - mô men định mức, tính theo công suất định mức của động cơ đã chọn:

$$M_{dm} = \frac{N_{dm}}{\omega_{dc}} \qquad (2$$

Giá trị hệ số quá tải khởi động cho phép được chỉ ra trong các Catalog của động điện. Trong nghiên cứu thực nghiệm, mô men khởi động cực đại thực tế M_{max} lớn lý thuyết vì sự không ổn định của việc tăng tốc.

Thời gian khởi động của động cơ:

Điều kiện cơ bản giảm lực động khi khởi động là tăng thời gian khởi động và đó, giảm gia tốc chuyển động ban đầu của các khối lượng chuyển động.

Để tính thời gian khởi động ta coi mô men động cơ, mô men cản tĩnh, mô men q tính là các đại lượng không đổi, giá trị mô men động cơ lấy bằng giá trị mô men máy trung bình, từ phương trình cân bằng mô men (2.52) ta có:

$$M_d = J_o.\ddot{\varphi} = M_{kd} - M_t$$

Gia tốc góc $\ddot{\varphi} = \frac{M_{kd} - M_t}{J_0} = \text{const}$

Tốc độ góc : $\dot{\varphi} = \int_0^t \ddot{\varphi}.dt = \frac{M_{kd} - M_t}{J_0}.t$

Thời gian mở máy từ tốc độ góc $\dot{\varphi} = 0$ đến tốc độ làm việc ổn định sẽ là:

$$t_{kd} = \frac{J_0.\dot{\varphi}}{(M_{k.t} - M_t)}$$

Scanned with CamScanner

Với chú ý $\dot{\varphi} = \omega_{dc} = \frac{\pi.n_{dm}}{30}$ thay vào công thức trên, đồng thời để ý đến sự giãn đàn tính của các phần tử kéo ta được:

$$t_{kd} \approx \frac{(G.D^2)_k.n_{dm}.g}{365.(M_{k.t} - M_t).k_y} \quad (2.58)$$

Trong đó:

$(GD^2)_k$ - mô men đà của tất cả các phần chuyển động của băng qui về trục động cơ, $(kg.m^2)$.

$$(GD^2)_k = k_k.(GD^2)_R + \frac{365.v^2\eta}{n_N^2}\left[\frac{q_0(L_k + L_v) + q_vL_v}{g} + \sum m_{iq}\right] \quad (2.59)$$

k_k - hệ số qui đổi các phần quay của cơ cấu truyền động về rô to động cơ, k_k = 1,1-1,2;

$(GD^2)_R$ - mô men đà của rô to động cơ (lấy từ catalog), $kg.m^2$;

m_{iq} - khối lượng các phần quay của các chi tiết băng tải (con lăn, tang trống, đĩa xích v.v.), kg;

η - hiệu suất truyền động η = 0,8- 0,9;

n_{dm} - số vòng quay định mức của động cơ, (vòng/phút);

k_y - hệ số kể đến giãn đàn tính của các phần tử bị kéo - tính chất làm cho các khối lượng của băng tải không đồng thời chuyển động (đối với đai sợi cao su k_y = 0,9-1,0; đối với vải cao su k_y = 0,7 - 0,8);

q_0, q_v - trọng lượng phân bố của thiết bị kéo và vật liệu (N/m);

L_k, L_v - chiều dài nhánh không tải và có tải (m).

Đối với các động cơ điện rôto đoản mạch đấu trực tiếp vào lưới không có thiết bị khởi động, giá trị M_{kd} được lấy theo catalog. Đối với các động cơ rô to, có các cuộn cảm nối với lưới điện qua thiết bị khởi động, trị số M_{kd} chọn sao cho thoả mãn điều kiện $t_k \geq t_{kmin}$, trong đó $t_{k.min} = \frac{v}{j}$. Thông thường chọn $M_{kd} = (1,2- 1,5)M_{dn}$, thời gian khởi động từ 3-6s.

2.5. TRUYỀN ĐỘNG MA SÁT TRONG BĂNG CHUYỀN

2.5.1. CƠ SỞ LÝ THUYẾT CỦA TRUYỀN LỰC BẰNG MA SÁT [3]; [12]

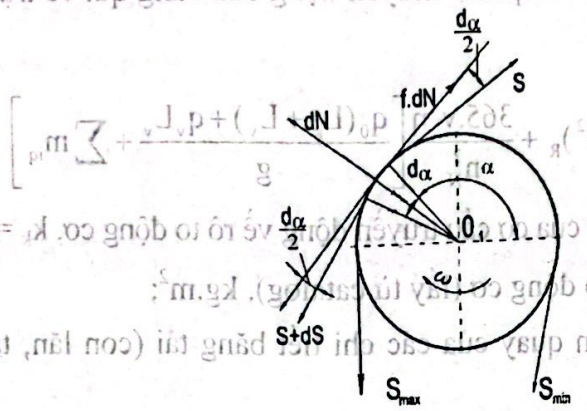
Truyền lực bằng lực ma sát hay bằng lực dính bám là một dạng truyền lực được sử dụng khá nhiều trong truyền động cơ khí như bộ truyền đai dẹt, đai thang, puly ma sát, tang cáp ma sát... Truyền động ma sát có ưu điểm là làm việc êm, cấu tạo đơn giản, không đòi hỏi độ chính xác cao trong chế tạo, tránh được quá tải cho cơ cấu truyền động.

Scanned with CamScanner

Ở các máy vận chuyển liên tục, bộ truyền lực ma sát thường gặp là những tấm bằng có bề rộng lớn, mắc vòng qua tang dẫn động và tang bị động, hoặc dùng dây cáp, puly ma sát. Một số cơ cấu dùng dây đai có bề rộng hẹp.

Quan hệ lực căng giữa hai nhánh dây mềm quấn trên tang dẫn động:

Khảo sát đoạn dây mềm AB chắn góc α, cân bằng dưới tác dụng của các lực S_v ($S_v > S_r$), $S_v = S_{max}$, $S_r = S_{min}$, và các phản lực pháp tuyến N, lực ma sát trượt F phân liên tục trên cung AB (H2.15).



Hình 2.15- Xác định lực căng trong dây đai

Để tìm mối quan hệ giữa S_v và S_r lúc dây sắp trượt, xét sự cân bằng của một dây vô cùng bé giới hạn bởi góc dα dưới tác dụng của các lực S, dN, dF, S. Phương trình cân bằng của phân tố trên 2 phương vuông góc sẽ là:

$$S.\cos\frac{d\alpha}{2} - (S+dS).\cos\frac{d\alpha}{2} + dF = 0$$

$$-S.\sin\frac{d\alpha}{2} - (S+dS)\sin\frac{d\alpha}{2} + dN = 0$$

Trong đó: $dF = f \,.\, dN$

Bỏ qua vô cùng bé bậc 2, và lấy $\sin\frac{d\alpha}{2} \approx \frac{d\alpha}{2}$; $\cos\frac{d\alpha}{2} \approx 1$, ta tìm được:

$$dN = S.d\alpha$$

$$f \,.\, dN = dS$$

Từ hai phương trình này: $f.S.d\alpha = dS$ hay $f.d\varphi = \frac{dS}{S}$

Tích phân phương trình trên theo cung AB:

$$\ln S\Big|_A^B = f.\alpha\Big|_A^B$$

Scanned with CamScanner

$$\ln \frac{S_v}{S_r} = f.\alpha$$

Từ đó: $S_v = S_r.e^{f.\alpha}$

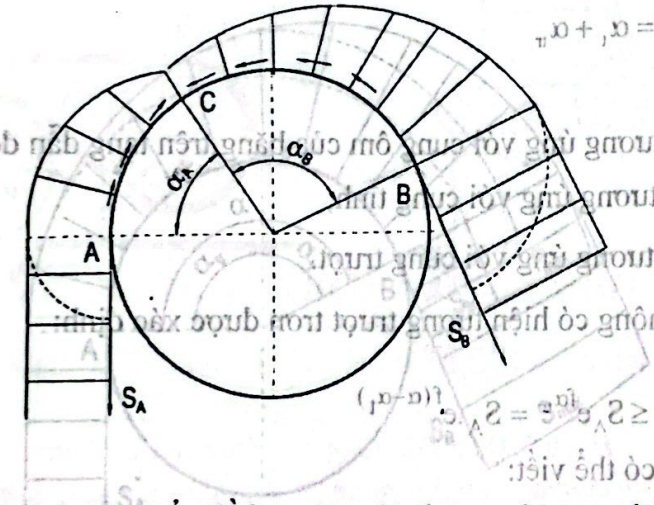
Công thức trên được gọi là công thức Ơ le, nó cho ta mối quan hệ của lực căng nhánh vào S_v và lực căng nhánh ra S_v của dây mềm quấn trên tang, (pu ly) dẫn động với góc ôm α.

Điều kiện để băng không trượt được biểu diễn qua công thức Ơ le như sau:

$$S_{max} \le S_{min}.e^{f.\alpha}$$

Lực căng dây băng trên cung ôm của tang dẫn động:

Giả thiết có một tấm băng mềm tiếp xúc qua một tang chưa chuyển động với cung ôm AB, tại hai điểm tiếp xúc ngoài cùng của dây băng có hai lực căng S_A và S_B (H2.16). Dưới tác dụng của S_A và S_B phần băng trên cung ôm xuất hiện sự biến dạng đàn hồi từ hai vị trí A, B đến điểm C trên cung AB. Vị trí điểm C được xác định bằng hai góc tâm α_A, α_B, $(\alpha = \alpha_A + \alpha_B)$ chắn bởi hai cung ôm AC, BC.



Hình 2.16*. Biểu đồ lực căng dây băng trên cung ôm*

Lực căng trong dây băng giảm dần từ hai điểm A,B hướng vào điểm C. Nếu hệ số ma sát f giữa băng và tang không đổi, theo quy luật thay đổi lực căng thì $S_A = S_B$. Theo công thức Ơle ta có:

$$S_A = S_C.e^{f.\alpha_A}$$

$$S_B = S_C.e^{f.\alpha_B}$$

Chia biểu thức thứ hai cho biểu thức thứ nhất thì:

$$S_B = S_A.e^{f.(\alpha_B - \alpha_A)} = S_A e^{f.(\alpha - 2\alpha_A)} \quad (2.60)$$

Nếu $S_A < S_B$, $\alpha_A = 0, \alpha_B = \alpha$, công thức (2.60) sẽ là:

Scanned with CamScanner

$$S_B^{max} = S_A.e^{f\alpha_B} = S_A.e^{f\alpha}$$

Nếu S_A không đổi và giảm dần đến $S_B = S_B^{min}$, $\alpha_B = 0$ $\alpha_A = \alpha$ thì:

$$S_B^{min} = S_A.e^{-f\alpha_A} = S_A.e^{-f.\alpha} = \frac{S_A}{e^{f\alpha}}$$

Nếu tiếp tục giảm lực S_B xuống nữa thì hiện tượng trượt giữa dây băng và tang bắ đầu xuất hiện.

Trong quá trình truyền lực kéo từ tang sang cho băng, lực căng băng ở nhánh và tang bao giờ cũng lớn hơn lực căng băng ở nhánh ra khỏi tang dẫn, đồng thời giữa bă và tang có sự trượt đàn hồi. Hiện tượng trượt đàn hồi này xảy ra theo hướng từ chỗ lực căng nhỏ đến chỗ có lực căng lớn hơn trên cung ôm của băng với tang. Một phầ cung ôm trên nhánh băng đi tới tang dẫn động, lực căng băng không thay đổi được g là cung tĩnh tương đối α_t, phần cung ôm còn lại trên nhánh băng đi ra khỏi tang d động giữa băng và tang có sự trượt đàn hồi, lực căng băng thay đổi giảm dần theo chi quay của tang và được gọi là cung trượt α_{tr}.

$$\alpha = \alpha_t + \alpha_{tr} \quad (2.6$$

Trong đó:

α - góc ở tâm tương ứng với cung ôm của băng trên tang dẫn động;

α_t – góc ở tâm tương ứng với cung tĩnh;

α_{tr} - góc ở tâm tương ứng với cung trượt.

Điều kiện để không có hiện tượng trượt trơn được xác định:

$$S_B \le S_A e^{f\alpha_{tr}} = S_A.e^{f(\alpha-\alpha_t)} \quad (2.6$$

Tổng quát hơn có thể viết:

$$S_v \le S_r e^{f\alpha_{tr}} = S_r.e^{f(\alpha-\alpha_t)} \quad (2.6$$

Trong đó:

S_v - lực căng băng ở điểm đi tới tang dẫn động, N;

S_r - lực căng băng ở điểm rời khỏi tang dẫn động, N.

2.5.2. TĂNG LỰC KÉO CỦA TANG DẪN ĐỘNG

Lực kéo của tang dẫn truyền cho băng bằng lực ma sát tính theo công thức:

$$P = S_v - S_r \quad (2.6$$

Hay $$P = S_r.[e^{f(\alpha-\alpha_t)} - 1] \quad (2.6$$

$e^{f(\alpha-\alpha_t)}$ - gọi là yếu tố kéo của trạm dẫn động.

Scanned with CamScanner

Khi $S_v = S_r$ lực kéo của trạm dẫn động P = 0.

Khi $S_t < S_r$ - lực kéo P < 0, lúc này trạm dẫn động làm việc ở chế độ phanh hãm (động cơ làm việc ở chế độ máy phát).

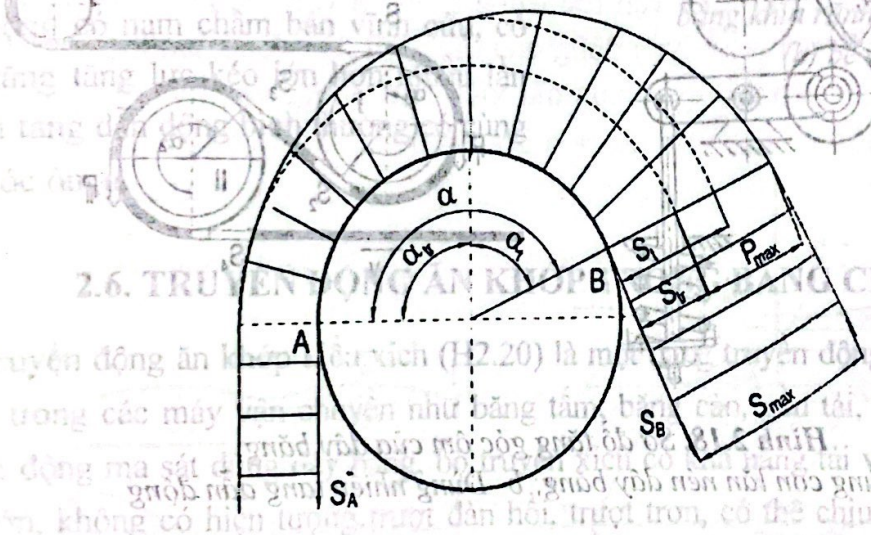
Lực kéo đạt giá trị lớn nhất khi lực căng dây băng tại điểm rời khỏi tang dẫn động không thay đổi và góc $\alpha_{tr} = \alpha$ hay:

$$P_{max} = S_{v.max} - S_r = S_{v.max}\frac{e^{f.\alpha} - 1}{e^{f.\alpha}} = S_r.(e^{f.\alpha} - 1) \qquad (2.66)$$

H.2.17 là biểu đồ lực căng dây băng khi được truyền lực kéo cực đại P_{max} và lực kéo trung bình P. Lực kéo P truyền trên cung trượt α_{tr}, không truyền trên cung tĩnh α_t. Góc α_t càng lớn thì khả năng dự trữ lực ma sát để tăng lực kéo càng lớn.

Khả năng dự trữ ma sát được biểu thị bằng hệ số an toàn chống trượt k_{tr}:

$$k_{tr} = \frac{P_{max}}{P} = \frac{e^{f.\alpha} - 1}{e^{f.(\alpha - \alpha_t)} - 1} \qquad (2.67)$$



Hình 2.17. Biểu đồ quan hệ lực căng giữa hai nhánh

Hệ số k_{tr} có thể chọn trong khoảng 1,2-1,8.

Khi $1 < k_{tr} < 1,2$ trạm dẫn động làm việc không ổn định.

Khi $k_{tr} \leq 1$ trạm dẫn động không có khả năng dự trữ ma sát, bởi vì trong trường hợp này xảy ra hiện tượng trượt hoàn toàn của băng trên tang dẫn động.

Công thức (2.66) cho thấy khả năng kéo của trạm dẫn động phụ thuộc vào lực căng dây băng tại điểm rời khỏi tang dẫn động S_r, góc ôm α và hệ số ma sát f.

Việc tăng lực căng dây băng để tăng khả năng kéo ít mang lại hiệu quả kinh tế, vì sẽ dẫn đến làm tăng kích thước băng, làm tăng giá thành của băng. Vì vậy biện pháp tốt để tăng khả năng kéo là tăng góc ôm α và hệ số dính bám f, tức là tăng yếu tố kéo $e^{f.\alpha}$.

Scanned with CamScanner

Tăng khả năng kéo bằng cách tăng góc ôm α:

Góc ôm α của thiết bị kéo trên tang (pu ly) dẫn càng tăng, lực kéo càng tăng, song nếu quá lớn sẽ dẫn đến nhanh mòn thiết bị kéo. Thực tế với dây băng sử dụng góc ôm không quá 3π, với dây cáp α không nên quá 5π.

Để tăng góc ôm có thể dùng cách ép con lăn trên tang dẫn động (H2.18a) hoặc dùng nhiều tang dẫn động, (H2.18b). Lực căng nhánh ra lúc đó sẽ là:

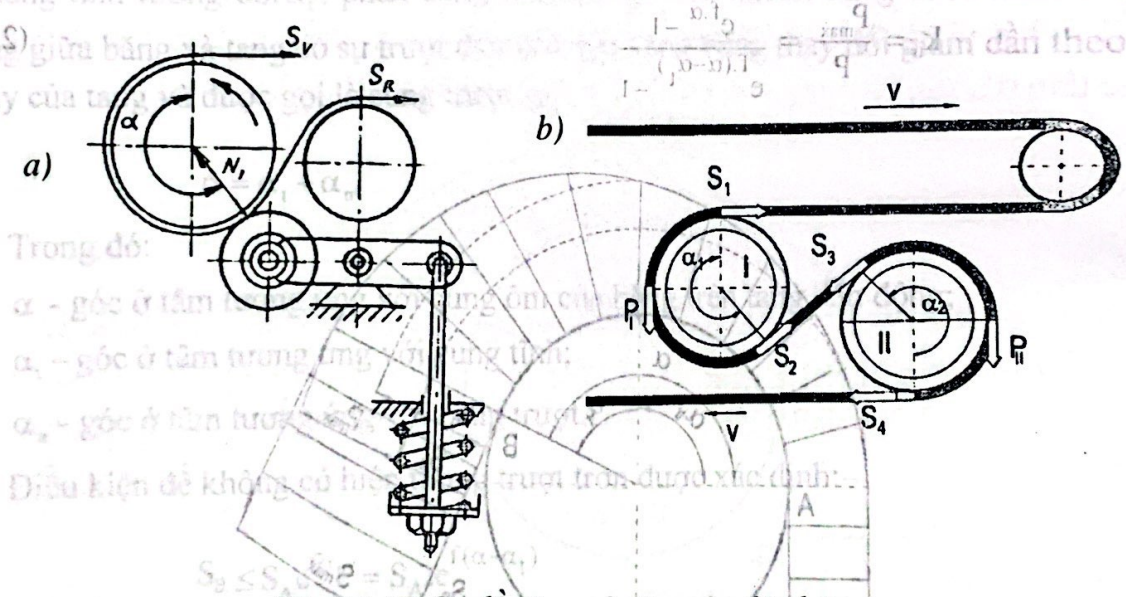
$$S_r' = S_r + \mu.N_l$$

Lực căng nhánh vào lúc này là: $S'_v = S'_r.(e^{f.\alpha} - 1)$

Lực kéo của trạm dẫn động khi đó sẽ là:

$$P = S'_v - S'_r = (S_r + f.N_l)(e^{f.\alpha} - 1) \qquad (2.6$$

N_l - lực ép dây băng lên tang của con lăn ép.



Hình 2.18. Sơ đồ tăng góc ôm của dây băng
a- Dùng con lăn nén dây băng; b- Dùng nhiều tang dẫn động

Lực kéo trong trường hợp này lớn hơn tang dẫn động bình thường khi cùng một giá trị lực căng tại điểm rời khỏi tang dẫn động là S_r. Phương pháp con lăn ép có kết cấu đơn giản nhưng gây áp lực tập trung trên dây băng và tang. Để giảm áp lực này và phân bố đều áp lực có thể dùng băng tải phụ.

Khi dẫn động nhiều tang, lực kéo của trạm được tính trên cơ sở công thức Ơle.

$$P = S_r.(e^{f.(\alpha_1+\alpha_2+...+\alpha_n)} - 1) \qquad (2.6$$

α_i - góc ôm của dây băng trên tang thứ i.

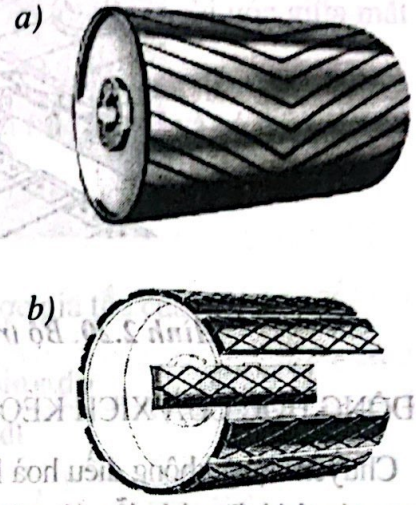
Từ (2.69), so với trường hợp chỉ có 1 tang với góc ôm α_1, lực kéo trong trường hợp này tăng thêm $\dfrac{e^{f(\alpha_1+\alpha_2+...+\alpha_n)} - 1}{e^{f.\alpha_1} - 1}$ lần.

Scanned with CamScanner

Yếu tố kéo của băng chuyền với hai tang dẫn động bằng dây băng thay đổi trong khoảng 1,3 đến 28,6, bằng dây cáp 1,46 đến 5,45. Để có thể phân bố đều đặn lực kéo đến các tang dẫn động băng chuyền nên dẫn động cho mỗi tang có một động cơ riêng biệt. Trường hợp hai tang dẫn động dùng chung một động cơ thì nên dùng hộp giảm tốc vi sai.

Tăng khả năng kéo bằng cách tăng ma sát:

Để tăng hệ số ma sát giữa dây băng và tăng dẫn động có thể thực hiện bằng khía rãnh (H2.19a), hay phủ bọc bên ngoài tang một lớp vật liệu có hệ số ma sát cao (gỗ, cao su, chất dẻo) H2.19b. Tuỳ biện pháp, f có thể tăng từ 0,03 đến 0,65 khi khô ráo, trường hợp đặc biệt f = 1.



Hình 2.19. Tăng hệ số ma sát bằng khía rãnh (a) hay phủ bọc (b) bề mặt tang

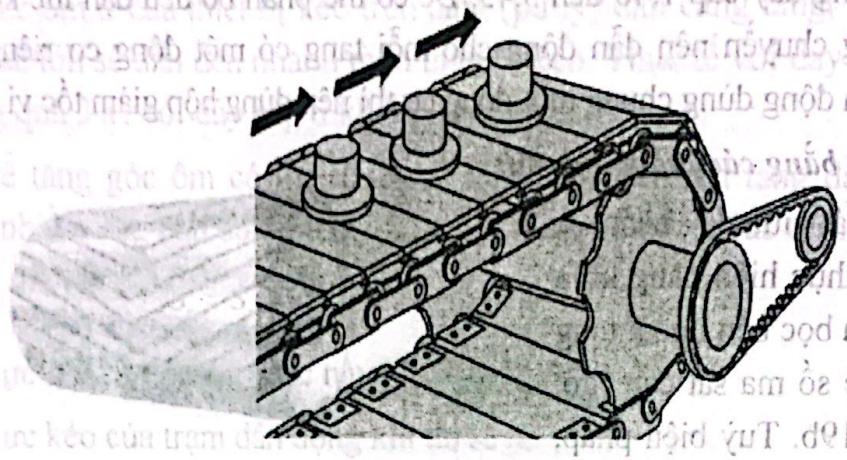
Ngoài những biện pháp trên đây, nhiều nghiên cứu thành công gần đây cho phép áp dụng các loại tang dẫn động đặc biệt như tang dẫn động chân không, tang dẫn động có nam châm bán vĩnh cửu, có khả năng tăng lực kéo lớn hơn nhiều lần so với tang dẫn động bình thường có cùng một góc ôm α.

2.6. TRUYỀN ĐỘNG ĂN KHỚP TRONG BĂNG CHUYỀN

Truyền động ăn khớp kiểu xích (H2.20) là một dạng truyền động được sử dụng khá nhiều trong các máy vận chuyển như băng tấm, băng cào, gầu tải, băng treo… So với truyền động ma sát dùng dây băng, bộ truyền xích có khả năng tải và truyền được công suất lớn, không có hiện tượng trượt đàn hồi, trượt trơn, có thể chịu được nhiệt độ cao. Hiệu suất làm việc cao hơn. Lực tác dụng trên trục đĩa xích cũng nhỏ hơn do lực căng ban đầu nhỏ hơn, độ dãn dài nhỏ, kết cấu gọn hơn, cùng một lúc có thể truyền động chuyển động cho nhiều trục. Tuy nhiên kết cấu khá phức tạp, nặng nề, chóng mòn, nhất là bôi trơn kém và môi trường làm việc bụi bặm. Vận tốc tức thời của bộ truyền xích không ổn định, phát sinh lực động, gây giật, gây ồn lớn khi làm việc. Sử dụng, chăm sóc bảo dưỡng, sửa chữa khó và chi phí lớn, giá thành bộ truyền cao.

Bộ truyền động xích trong máy vận chuyển liên tục cũng tương tự các bộ truyền động xích khác, đơn giản nhất là gồm 1 đĩa xích dẫn động, 1 đĩa bị động và dây xích, tuy nhiên kích thước lớn hơn nhiều, và có kết cấu cũng phức tạp hơn. Khi cần có thể dùng 1 xích truyền động từ đĩa dẫn cho nhiều đĩa bị dẫn.

Scanned with CamScanner

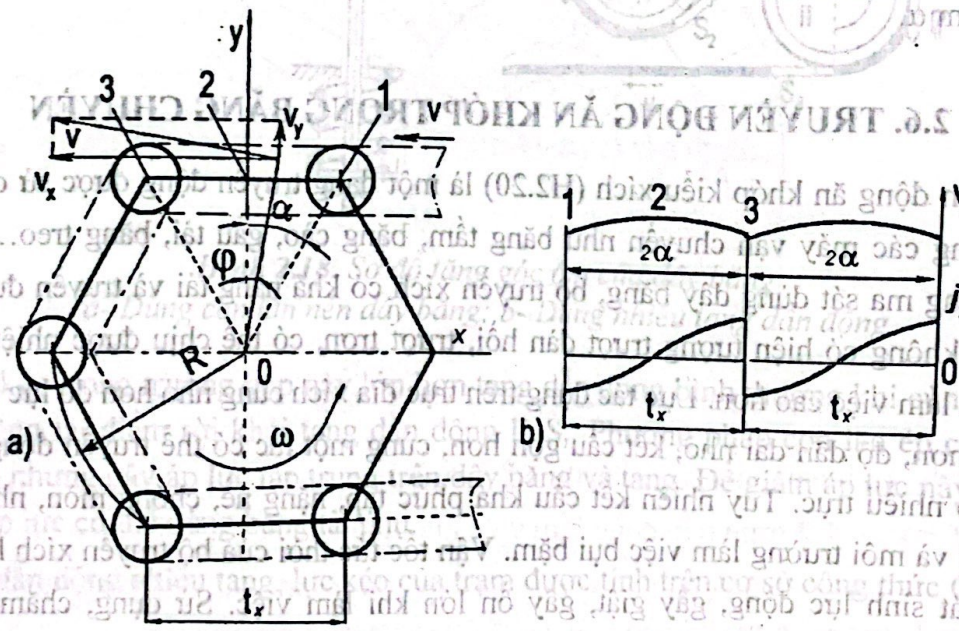


Hình 2.20. Bộ truyền xích trong máy vận chuyển liên tục

2.6.1. ĐỘNG HỌC CỦA XÍCH KÉO

Chuyển động không điều hoà là đặc điểm làm việc của xích kéo. Sự thay đổi các bán kính quay tức thời đĩa xích dẫn động làm cho xích cũng uốn theo trong quá trình ăn khớp.

Vì vậy có sự khác biệt giữa vận tốc trung bình và vận tốc hoạt động của xích kéo. Nếu biết số mắt xích z chuyển động qua đĩa xích dẫn động sau một vòng quay và t_x là bước xích, n vận tốc quay của đĩa xích dẫn động, vận tốc trung bình của xích được xác định:



Hình 2.21. Sơ đồ xác định động học và động lực học xích kéo

$$v_{tb} = \frac{z.n.t_x}{60}, \text{ (m/s)}.$$

Vận tốc vòng của xích: $v = \omega . R$

Scanned with CamScanner

Từ hình vẽ 2.21, tại một thời điểm bất kỳ của góc quay φ (kể từ đỉnh vào ăn khớp), vận tốc hoạt động của xích theo phương y-y khá nhỏ có thể bỏ qua, theo phương x-x, vận tốc v_x được xác định:

$$v_x = v.\cos\varphi = \omega.R.\cos\omega.t \quad (2.70)$$

Khi mắt xích chuyển động từ điểm 1 đến điểm 3 một góc φ thì góc giữa mắt xích ở vị trí 1 và trục y - y biến đổi từ -α đến +α, tại điểm 2 α = 0.

Góc φ phụ thuộc vào số răng z, vận tốc góc ω và thời gian t và có thể viết:

$$\varphi = \omega.t - \frac{\pi}{z}$$

Đạo hàm biểu thức (2.70) theo thời gian tìm được gia tốc của xích:

$$j_x = \frac{dv_x}{dt} = \frac{\omega.R.d(\cos\varphi)}{dt} = -\frac{\omega.R.\sin\varphi.d\varphi}{dt} = -\omega^2.R.\sin\varphi$$

$$j_x = \omega^2 R\ \sin\left(\omega.t - \frac{\pi}{z}\right),\quad m/s^2 \quad (2.71)$$

Như vậy tại điểm 1 và 3 φ = ±α và $\sin\varphi = |\sin\varphi|$, tại điểm 2 góc φ = 0, nên sinφ = 0, do đó $j_x = 0$.

Gia tốc cực đại của xích đạt được khi φ = ±α, tức là vào điểm đầu và điểm cuối của quá trình ăn khớp.

Khi bước xích là t_x, bán kính đĩa xích là R, thì $\sin\alpha = \frac{t_x}{2.R}$. Ta có:

$$j_{max} = \pm\omega^2 R\frac{t_x}{2.R} = \pm\omega^2\frac{t_x}{2} = \pm\frac{\pi^2.n^2.t_x}{900.2} \approx \pm\frac{n^2.t_x}{180},\ (m/s^2) \quad (2.72)$$

Thay $n = \frac{60.v_{tb}}{z.t_x}$ vào công thức trên thì

$$j_{max} \approx \pm\frac{20.v_{tb}^2}{z^2 t_x},\ m/s^2 \quad (2.73)$$

Gia tốc cực đại của xích phụ thuộc vào vận tốc quay của đĩa xích dẫn động, chiều dài mắt xích hay bước xích. Để giảm tải trọng động trong xích thường dùng xích có bước ngắn. Tải trọng động còn làm xích bị hỏng vì mỏi. Để khắc phục độ bền mỏi cần nâng cao độ bền vật liệu chế tạo và giảm lực động .

2.6.2. ĐỘNG LỰC HỌC TRONG XÍCH KÉO

Tải trọng động xuất hiện trong xích kéo do sự chuyển động không điều hoà của xích. Tải trọng động trong trường hợp chung tỷ lệ với gia tốc của xích, các khối lượng tham gia chuyển động của xích kéo và vật liệu vận chuyển.

Scanned with CamScanner

Khi gia tốc xích thay đổi từ $+a_{max}$ đến $-a_{max}$ (H.2.21) thì lực quán tính của xích cũng thay đổi với các giá trị khác nhau. Khi a > 0 lực quán tính có chiều ngược với chiều chuyển động, làm tăng sức căng của xích. Khi a < 0 lực quán tính có chiều cùng chiều chuyển động làm giảm lực căng xích. Vì vậy tải trọng động xuất hiện trong xích kéo luôn thay đổi dấu và có giá trị dương cực đại khi gia tốc dương, gây va đập giữa đĩa xích và xích. Khi dùng hệ số tải trọng động $k_d = 2$, tải trọng động trong xích có thể được xác định:

$$S_d = k_d.m.j = 2.m.j, (N) \quad (2.74)$$

m - khối lượng tham gia chuyển động, kg;

j - gia tốc của xích kéo, m/s^2.

Khi máy vận chuyển có chiều dài L, khối lượng các bộ phận tham gia chuyển động theo vòng xích chuyển động khép kín.

$$m = \frac{L(q_v + q_0)}{g}, kg \quad (2.75)$$

$$S_d = 2.j.L\frac{(q_v + q_0)}{g}, N$$

L - chiều dài máy vận chuyển, m;

q_v - trọng lượng phân bố của vật liệu vận chuyển trên một mét dài, N/m;

q_0 - trọng lượng phân bố của xích trên một mét dài, N/m.

Thực tế gia tốc cực đại không thể truyền tức thời cho tất cả khối lượng tham gia chuyển động, bởi vì xích có tính đàn hồi và việc ăn khớp giữa xích với đĩa xích dẫn động, vật liệu vận chuyển kéo theo không phải cứng tuyệt đối. Do vậy khi xác định lực quán tính cực đại chỉ tính những khối lượng nào trực tiếp tham gia gây tải trọng động. Khối lượng đó xác định theo công thức:

$$m_{kl} = \frac{L(k'.q + 2k".q_0)}{g} \quad (2.76)$$

$$S_d = 2.j.L\frac{(k'.q + 2k".q_0)}{g}, N$$

k',k" - hệ số kể đến ảnh hưởng các khối lượng vật liệu và xích trực tiếp gây tải trọng động. Các hệ số này sẽ có những giá trị khác nhau khi dùng các loại xích khác nhau. Có thể lấy hệ số k' = 0,8 - 0,9; đối với guồng tải k" = 1. Hệ số k" phụ thuộc chiều dài thiết bị: k" = 1 khi L ≤ 25m; k" = 0,75 khi L > 60m.

Trong trường hợp tính toán tải trọng động cho những máy chuyển có chiều dài rất ngắn có thể sử dụng công thức được phổ biến rộng rãi của Ganstenghen:

Scanned with CamScanner

$$S_d = L\frac{(q_v + 2q_0)3.j_{max}}{g},\ N \qquad (2.77)$$

Tải trọng động tính theo (2.77) sẽ có giá trị lớn hơn so với giá trị cực đại (với k' = 1 và k" = 1). Hệ số tải trọng động trong trường hợp này $k_d = 3$ tức là lớn hơn 1,5 lần so với trường hợp bình thường trong chế tạo máy.

Độ cứng của xích kéo có ảnh hưởng đến vận tốc lan truyền dọc sóng đàn hồi; vận tốc đó trong trường hợp chung có thể xác định theo công thức.

$$v_{dh} = \sqrt{\frac{e_x.g}{q_0}},\ m/s$$

Trong đó:

e_x- độ cứng của các chi tiết đàn hồi của xích;

g - gia tốc trọng trường;

q_o - khối lượng của xích phân bố trên một mét dài.

Trong trường hợp cụ thể máy chuyền có chiều dài trung bình tốc độ lan truyền dọc sóng đàn hồi có thể được xác định.

$$v_{dh} = \sqrt{\frac{e_x.g}{k'.q + 2k".q_0}},\ m/s \qquad (2.78)$$

Tốc độ lan truyền dọc sóng đàn hồi với xích bản uốn cong có bước xích 0,07m là v_{dh} = 600 m/s; đối với xích dập có thể tháo lắp được với bước xích 0,08m, v_{dh} = 1000 - 1200 m/s. Những giá trị trên đây tương ứng với trường hợp khi xích kéo không có độ võng theo tuyến đặt. Trên thực tế vì có độ võng của xích giữa hai gối tựa nên trong xích xuất hiện những dao động ngang. Do ảnh hưởng của dao động này mà năng lượng mất mát trong các khớp của xích và vận tốc lan truyền dọc sóng đàn hồi trong xích giảm xuống.

2.6.3. ĐIỀU KIỆN XUẤT HIỆN CỘNG HƯỞNG TRONG XÍCH KÉO

Phương pháp xác định tải trọng động trên đây không tính dao động đàn hồi trong xích kéo, vì vậy phương pháp đó chỉ áp dụng để tính toán gần đúng cho những máy chuyền ngắn. Ở những máy chuyền dài có lực căng xích lớn, với các thông số nhất định về vận tốc, chiều dài, bước xích có khả năng sinh ra hiện tượng cộng hưởng nếu chu kỳ dao động riêng của xích bằng chu kỳ dao động cưỡng bức. Tải trọng động khi cộng hưởng sẽ có những giá trị lớn và trong một vài trường hợp có thể gây đứt xích. Vì vậy không cho phép máy chuyền làm việc trong chế độ cộng hưởng hay gần chế độ cộng hưởng.

Chu kỳ dao động cưỡng bức từ ngoài của xích kéo bằng chu kỳ ăn khớp một răng của bánh dẫn.

Scanned with CamScanner

$$T_0 = \frac{t_x}{v_{tb}} = \frac{2\tau}{\omega.z},\ s \qquad (2.79)$$

Chu kỳ dao động riêng của xích:

$$\tau = \frac{4L}{C'},\ s \qquad (2.80)$$

Trong đó:

t_x - bước xích, m;

v_{tb} - tốc độ trung bình của xích, m/s;

z - số răng của đĩa xích dẫn động;

L - chiều dài máy chuyền, m;

C' - tốc độ trung bình của sự lan truyền dọc sóng đàn hồi, m/s

$$C' = \frac{2C_c.C_k}{C_c + C_k},\ m/s$$

C_c, C_k - là tốc độ lan truyền sóng đàn hồi tương ứng nhánh có tải và nhánh không tải.

Có thể tính chiều dài tới hạn của thiết bị máy chuyền khi xuất hiện cộng hưởng. Cân bằng (2.79) và (2.80).

$$\frac{t_x}{v_{tb}} = \frac{2\pi}{\omega.z} = \frac{4L}{C'} \qquad (2.81)$$

$$L_{th} = \frac{t_x C'}{4v_{tb}} = \frac{\pi.C'}{2\omega.z},\ m$$

Từ đây xác định vận tốc tới hạn:

$$v_{th} = \frac{t_x C'}{4L_{th}},\ m/s \qquad (2.82)$$

Số răng tới hạn trên đĩa xích dẫn:

$$z_{th} = \frac{\pi.C'}{2.\omega.L_{th}} \qquad (2.83)$$

Bước xích tới hạn:

$$t_{xth} = \frac{4L_{th}v_{tb}}{C'} \qquad (2.84)$$

Hiện tượng cộng hưởng có thể loại trừ bằng cách điều chỉnh một trong những thông số đã tính toán trên đây. Trong thực tế việc điều chỉnh vận tốc chuyển động của xích dễ tiến hành hơn cả.

Scanned with CamScanner

Tải trọng động xuất hiện trong thời kỳ cộng hưởng đối với máng cào năng suất trung bình thay đổi trong khoảng 5 - 12 kN. Hiện tượng cộng hưởng trong xích kéo ít xảy ra ở điều kiện tới hạn, bởi vì trọng tải đơn vị, độ cứng của xích kéo và nhiều thông số khác của thiết bị máy chuyển thực tế không phải lúc nào cũng có giá trị không đổi.

Tải trọng động trong các máy vận chuyển khi không có cộng hưởng thường không vượt quá 20 - 25% lực căng tĩnh của xích. Sự tăng lực căng trong xích được tính thông qua hệ số dự trữ độ bền. Hệ số dự trữ độ bền của xích có thể lựa chọn:

Khi tính toán với tải tĩnh: $n_x = \frac{S_d}{S_t} \geq 6$ (2.85)

Khi tính toán với tải động: $n_x = \frac{S_d}{S_t + S_{dg}} \geq 4$ (2.86)

Trong đó:

S_d - lực kéo đứt xích, kN;

S_t - lực kéo tĩnh, kN;

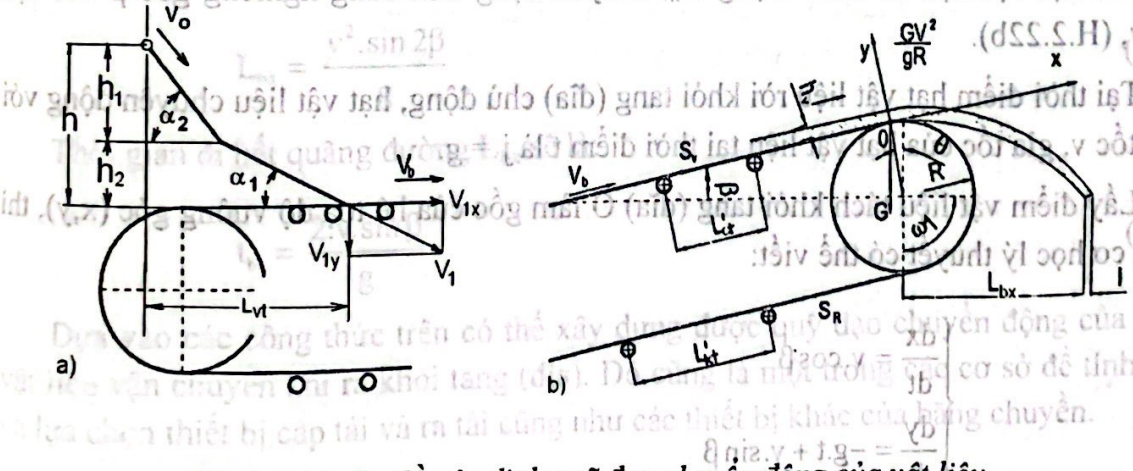
S_{dg} - lực kéo động trong xích kéo, kN.

2.7. QUỸ ĐẠO CHUYỂN ĐỘNG CỦA VẬT LIỆU VẬN CHUYỂN

Chuyển động của vật liệu vận chuyển gây ra các lực động làm tăng tải trọng cho các thiết bị của băng, ảnh hưởng đến độ bền và năng suất của băng. Nghiên cứu quỹ đạo chuyển động của vật liệu là cơ sở giúp cho việc tính toán, lựa chọn các thiết bị, cũng như để thiết lập chế độ chuyển động hợp lý của vật liệu trong quá trình vận chuyển, nhất là quá trình vào tải hoặc ra tải của băng chuyền.

Quỹ đạo chuyển động của vật liệu trên các thiết bị của băng khá phức tạp, và phụ thuộc vào nhiều yếu tố như vị trí, loại thiết bị công tác, loại vật liệu và vận tốc của nó.

Chuyển động của vật liệu khi vào tải (H2.22a):



Hình 2.22. *Sơ đồ xác định quỹ đạo chuyển động của vật liệu*

Scanned with CamScanner

Xét một phần nhỏ vật liệu chuyển động trên máng vào tải có 2 đoạn nghiêng góc α_1, α_2, chiều cao $h = h_1 + h_2$, khối lượng vật liệu là m_h, trọng lượng của vật liệu là $m_h.g$. Vận tốc ban đầu của vật liệu là v_0, vận tốc ở vị trí cuối máng trượt là v_1. Khi phần tử vật liệu rơi xuống băng A_t sẽ chuyển hoá dần thành động năng A_d. Thế năng bị hao phí một phần do lực ma sát.

Lực ma sát trên máng được tính:

$$F_{ms} = \mu \cdot m_h \cdot g \cdot (\cos\alpha_1 + \cos\alpha_2).$$

Thế năng phần vật liệu tại vị trí bắt đầu vào phễu:

$$W_t = m_h \cdot g \cdot h$$

Tổn thất năng lượng do lực ma sát:

$$A_{ms} = \mu \cdot m_h \cdot g \cdot (h_1 \cot g\alpha_1 + h_2 \cdot \cot g\alpha_2) = \mu \cdot m_h \cdot g \cdot L_{vt}$$

Động năng của phần vật liệu:

$$W_d = \frac{m_h.(v_1^2 - v_0^2)}{2}$$

Theo định luật bảo toàn năng lượng ta có phương trình:

$$W_t - A_{ms} = W_d$$

Hay: $$m_h.g.h - \mu.m_h.g.L_{vt} = \frac{m_h.(v_1^2 - v_0^2)}{2}$$

Rút ra: $$v_1 = \sqrt{v_0^2 + 2.g.h + 2.g.\mu.L_{vt}}$$

Kết quả tính toán cho thấy vận tốc của vật liệu cuối thời kỳ chuyển động trên máng không phụ thuộc vào số đoạn nghiêng của máng hay góc nghiêng các đoạn, mà chỉ phụ thuộc vào chiều cao và chiều dài di chuyển vật liệu trên máng.

Chuyển động của hạt vật liệu khi ra khỏi băng:

Xét hạt vật liệu có khối lượng m_h, chuyển động trên băng nghiêng góc β với vận tốc v, (H.2.22b).

Tại thời điểm hạt vật liệu rời khỏi tang (đĩa) chủ động, hạt vật liệu chuyển động với vận tốc v, gia tốc của hạt vật liệu tại thời điểm t là $j = g$.

Lấy điểm vật liệu tách khỏi tang (đĩa) O làm gốc của hệ toạ độ vuông góc (x,y), thì theo cơ học lý thuyết có thể viết:

$$\begin{cases} \frac{dx}{dt} = v.\cos\beta \\ \frac{dy}{dt} = -g.t + v.\sin\beta \end{cases}$$

Scanned with CamScanner

Tích phân các phương trình trên theo t ta được:

$$\begin{cases} x = v.t.\cos\beta \\ y = -\frac{1}{2}g.t^2 + v.t.\sin\beta \end{cases}$$

Khử t trong các phương trình trên ta có:

$$y = -\frac{1}{2}.\frac{g.x^2}{v.\cos^2\beta} + x.tg\beta \qquad (2.87)$$

Tại điểm vật liệu rời khỏi tang O, hạt vật liệu quay cùng tang gây ra lực ly tâm:

$$P_{lt} = \frac{m_h v^2}{R}$$

Lực này cân bằng với trọng lượng của hạt vật liệu. Nếu gọi θ là góc hợp bởi lực ly tâm với phương thẳng đứng ta có:

$$\frac{m_h v^2}{R} = m \,.\, g \,.\cos\,.\,\theta \text{ hay } \frac{v^2}{R.g} = \cos.\theta$$

Điểm O được xác định theo công thức: $\theta = \arccos\frac{v^2}{R.g}$, từ đó có thể thấy nếu $\frac{v^2}{R.g} > 1$ thì vật liệu sẽ tách khỏi tang tại điểm O.

Từ phương trình (2.87) có thể xác định được:

Chiều cao lớn nhất của hạt vật liệu khi rơi ra khỏi tang trống:

$$h_{r.max} = \frac{v^2.\sin^2\beta}{2.g} \qquad (2.88)$$

Quãng đường bay xa của hạt vật liệu theo phương x - x tính từ điểm O:

$$L_{bx} = \frac{v^2.\sin 2\beta}{g} \qquad (2.89)$$

Thời gian đi hết quãng đường L_{bx} sẽ là:

$$t_{bx} = \frac{2.v.\sin\beta}{g} \qquad (2.90)$$

Dựa vào các công thức trên có thể xây dựng được quỹ đạo chuyển động của dòng vật liệu vận chuyển khi ra khỏi tang (đĩa). Đó cũng là một trong các cơ sở để tính toán và lựa chọn thiết bị cấp tải và ra tải cũng như các thiết bị khác của băng chuyền.

Scanned with CamScanner

Chương 3

CÁC CHI TIẾT, BỘ PHẬN CƠ BẢN

3.1. DÂY BĂNG

3.1.1. CÔNG DỤNG - CẤU TẠO - PHÂN LOẠI

1. Công dụng

Dây băng (băng, tấm băng) là bộ phận chủ yếu, đắt tiền nhưng chóng hư hỏng hơn so với các bộ phận khác của băng tải. Giá thành của nó chiếm gần một nửa giá thành toàn bộ máy. Việc lựa chọn kết cấu băng hợp lý và đặc tính kỹ thuật phù hợp với điều kiện vận hành sẽ kéo dài thời gian làm việc của băng và có ý nghĩa thực tiễn về kỹ thuật và kinh tế.

Khác với các chi tiết kéo khác, dây băng không chỉ làm nhiệm vụ kéo mà còn chứa vật liệu. Khi chuyển động, dây băng kéo, nâng và vận chuyển vật liệu theo chiều dài của băng tải từ vị trí vào tải đến vị trí ra tải. Dây băng được dùng nhiều trong các loại băng đai, băng gầu và một số loại băng khác. Chúng còn được dùng trong các cơ cấu khác của băng tải như thiết bị hãm hoặc làm sạch.

Tuỳ theo điều kiện làm việc của băng tải mà dây băng phải thoả mãn các yêu cầu về độ bền khi chịu kéo và chịu uốn, độ đàn hồi và độ dãn dài nhỏ, có khả năng chống cháy, ít hỏng vì mỏi và ít bị mài mòn, không bị tách lớp và không bị xuyên thủng khi chở các vật liệu nặng và sắc cạnh, độ uốn dọc tấm băng đủ lớn nhưng không yêu cầu tăng đường kính của tang quá mức, độ uốn của băng trong mặt cắt ngang đảm bảo tạo thành lòng máng dễ dàng khi tiếp xúc với các hàng con lăn, chống mục nát, ít bị già hoá, có khả năng duy trì độ bền do tác dụng cơ học và tác dụng khí hậu môi trường ẩm ướt, nhiệt độ quá cao hoặc quá thấp.

2. Cấu tạo

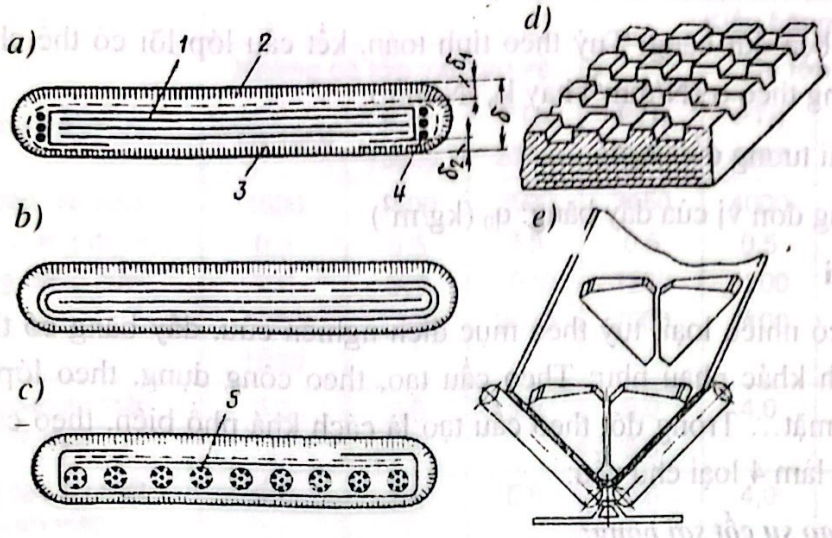
Dây băng thông thường có chiều rộng từ 500-2600mm. Cấu tạo của nó gồm hai phần chủ yếu, là phần lõi và phần cao su phủ bọc bên ngoài (*H.3.1a*).

Phần lõi:

Phần lõi chủ yếu đảm bảo độ bền kéo, chống tải trọng va đập, được cấu tạo bằng nhiều lớp vải dán lại với nhau hoặc do nhiều sợi cáp thép đặt dọc theo chiều dài băng (H2.1c), hoặc đan với nhau thành lưới.

Vải làm lõi (H2.1a,b) thường được dệt bằng các sợi tơ nhân tạo có độ bền cao và có chiều dày mỗi lớp từ 0,2 đến 0,5 mm. Giới hạn bền một milimét chiều rộng của một lớp vải trong băng có thể đạt đến 60 - 80 N/mm. Loại băng có phần lõi bằng vải tơ nhân tạo có độ giãn dài tương đối lớn, do vậy chiều dài hành trình kéo đòi hỏi lớn. Nhược điểm này có thể khắc phục bằng cách kéo sơ bộ băng ở nhiệt độ cao trong quá trình chế tạo.

Scanned with CamScanner



***Hình 3.1**. Sơ đồ cấu tạo các loại dây băng*
a,b- Dây băng có nhiều lớp lót; c- Dây băng lõi cáp thép.
d- Dây đai phẳng có gờ; e- Dây băng dạng khay, máng.
1- Lớp màng cốt. 2- Lớp cao su mặt trên. 3- Lớp cao su bọc mặt dưới.
4- Lớp gia cường mặt cạnh. 5 -Lõi cáp thép.

Lõi cáp thép có độ bền và tuổi thọ cao, uốn dọc và uốn ngang tốt, độ giãn dài nhỏ, có thể truyền lực kéo với tốc độ cao. Đường kính sợi cáp thép thay đổi từ 2,1 đến 11,5 mm. Giới hạn bền lớn từ 500 - 6300 (N/mm) chiều rộng băng. H3.2 là kết cấu của dây băng lõi cáp-cao su có cáp thép mạ nóng kẽm.

Phần cao su phủ bên ngoài:

Phần này nhằm bảo vệ cho phần lõi trong khỏi bị hư hỏng do các tác dụng cơ học và môi trường bên ngoài. Phần cao su bọc phải có lực đứt cao hơn 20 N/mm^2 và chịu mài mòn không quá 500cm^3/kW.h. Chiều dày lớp cao su ở phía tiếp xúc với vật liệu thường thay đổi tuỳ thuộc vào điều kiện vận hành có thể từ 3 - 6 mm với dây băng vải, chiều dày lớp cao su ở bề mặt không tiếp xúc với vật liệu từ 1 - 2mm. Với băng lõi cáp từ 3,5 đến 10 mm.

Trong nhiều trường hợp để tăng độ bám của vật liệu với dây băng, tăng độ dốc cho băng tải, dây băng phẳng còn chế tạo với các rãnh chéo, hay vấu lồi trên bề mặt (H3.1d), hoặc chế tạo băng có vấu, uốn được thành dạng khay, máng, (H3.1e), nhờ đó làm tăng khả năng chuyên chở, tăng năng suất cho băng chuyền.

3. Thông số cơ bản của dây băng

Thông số cơ bản của dây băng gồm có:

- Chiều rộng dây băng B (mm).

Chiều rộng băng là thông số quan trọng, được xác định theo năng suất yêu cầu, theo kích thước vật liệu vận chuyển và có quan hệ đến vận tốc chuyển động của băng.

Scanned with CamScanner

Thông thường B được tiêu chuẩn hoá theo các kích thước 500, 650, (700), 800, (900), 1000, 1200,1400, 1600, 2000, 2600 mm.

- Giới hạn bền đứt băng: Tuỳ theo tính toán, kết cấu lớp lõi có thể chọn giới hạn bền của dây băng theo σ (N/mm^2) hay k_b (N/mm).

- Độ dãn dài tương đối: Δ_b %

- Khối lượng đơn vị của dây băng: q_0 (kg/m^2)

4. Phân loại

Dây băng có nhiều loại, tuỳ theo mục đích nghiên cứu, dây băng có thể phân loại theo nhiều cách khác nhau như: Theo cấu tạo, theo công dụng, theo lớp cao su bọc ngoài, theo bề mặt... Trong đó, theo cấu tạo là cách khá phổ biến, theo cách này, dây băng được chia làm 4 loại chủ yếu:

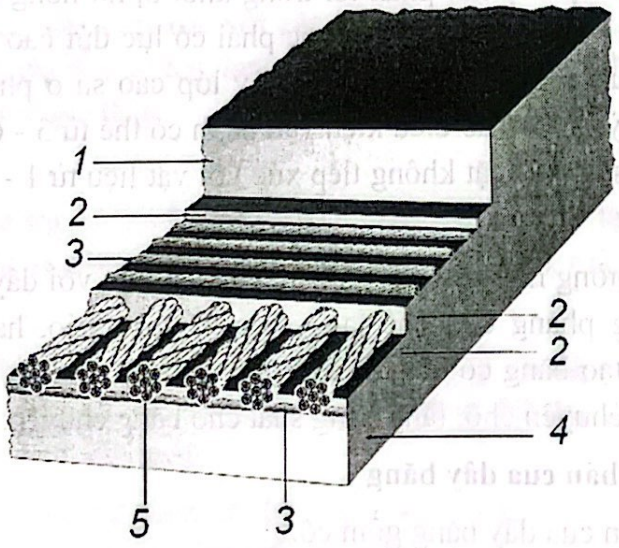
Dây băng cao su cốt sợi bông:

Lớp màng cốt của loại này là sợi bông, khả năng chịu lực kém, thường dùng vận chuyển hàng nhẹ, khô, năng suất thấp, tốc độ nhỏ.

Dây băng vải - cao su (H3.1a,b)

Băng vải-cao su dùng khá phổ biến trong các loại băng chuyền đai, băng gầu, băng đai kép... vận chuyển được nhiều loại hàng hoá, nhiệt độ của hàng từ (-25°) - (100°). Lõi băng vải - cao su gồm một số lớp vải thô sợi tổng hợp, bện, gắn chặt với nhau và được bảo vệ bằng cách bọc các phía bằng cao su. Tuỳ theo công dụng hay lớp cao su phủ ngoài, băng vải - cao su chia thành nhiều loại như băng chịu lạnh, chịu nóng, chịu dầu, băng phủ cao su 1, 2 hay 4 mặt ngoài.

Dây băng cáp - cao su:



Hình 3.2- Kết cấu dây băng lõi thép
1- Lớp phủ mặt trên; 2- Lớp keo liên kết; 3- Lớp sợi tổng hợp
4- Lớp phủ mặt dưới; 5 - Cáp thép chịu lực.

Scanned with CamScanner

Bảng 3.1. Đặc tính băng có lõi cáp thép

Thông số	Kiểu băng						
	Không có lớp vải bảo vệ			Có lớp vải bảo vệ			
	PTл 1500	PTл 1500y	PTл 2500	PTл 3150	PTл 4000	PTл 5000	PTл 6000
Giới hạn bền (N/mm) Độ dãn dài tương đối % Chiều rộng băng mm	1500 0.5 900 1200 1800	1500 0.5 800 1200	2500 0.5 1000 2000	3150 0.5 1200 2000	4000 0.5 1200 2100	5000 0.5 1200 2400	6000 0.5 1200 2400
Chiều dày cao su mặt làm việc mm	5,5	5,5	5,0	5,0 3,5	4,0	4,5	4,5
Chiều dày cao su mặt không làm việc	5,5	5,5	5,0	5.0 3.5	4,0	4,5	4,5
Chiều dày lớn nhất, mm	18	18	20,5	22,5	23	25,5	26,5
Đường kính sợi cáp, mm	4,2	6,0	7,5	8,25	8,0	10,5	11,5
Bước cáp, mm	9	15	14	15	15	17	18
Khối lượng, kg/m^2	28	20	37	43	39	43	49

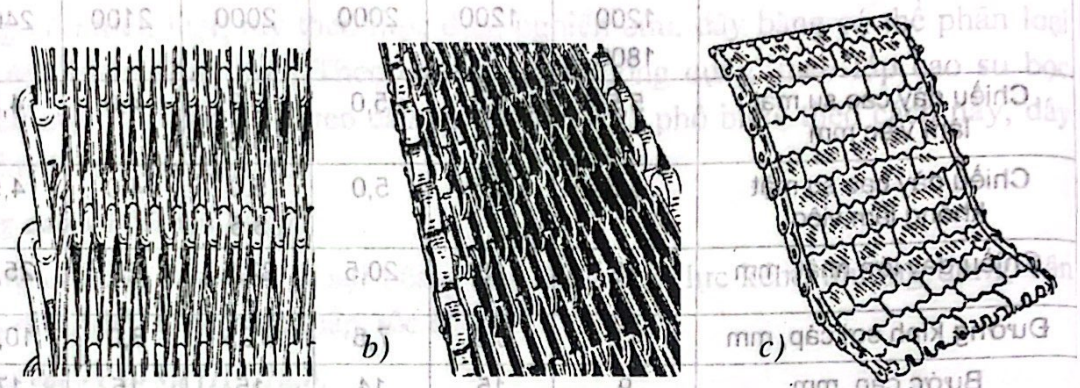
Bảng 3.2. Khối lượng tính trên một mét dài tấm băng q_b, kg/m

Chiều rộng băng mm	Kiểu băng	Chiều dày lớp mặt mm	Số lớp vải							
			3	4	5	6	7	8	9	10
800	Б820	4/2	-	10,3	11,5	12,7	13,9	15,1	-	-
800	ОПБ	4,5/2	-	14,0	16,0	18,0	-	-	-	-
800	РЛХ	4,5/2	-	10,8	12,0	13,2	-	-	-	-
800	ЗК-300	4,5/2	12	13,2	-	-	-	-	-	-
1000	Б820	4/2	-	11,7	12,9	14,1	15,3	16,5	17,7	18,4
1000	ОПБ	4,5/2	-	-	20,0	22,5	25	27,5	-	-
1000	РЛХ	4,5/2	-	-	15,0	16,5	18,0	19,5	21,5	-
1000	2К300	6/2	16,7	18,2	19,7	-	-	-	-	-
1200	ОПБ	4,5/2	-	-	24,0	27	30,0	33,0	16,0	-
1200	РЛХ	4,5/2	-	-	16,2	19,8	21,6	23,4	25,2	-
1200	2К-300	6/2	19,9	21,7	23,5	25,3	-	-	-	-
1200	1К-300	6/2	21,7	23,5	25,3	27,1	-	-	-	-
1400	Б820	6/2	-	-	-	-	27,6	29,7	31,8	33,9
1400	ОПБ	4,5/2	-	-	-	31,5	35,0	38,5	42,0	45,5
1400	РЛХ	4,5/2	-	-	-	23.1	25,2	27,3	29,4	31,5
1400	РЛХ	6/2	-	-	-	25.5	27,6	29,7	31,8	39,9
1600	Anít	6/2	-	-	-	36,0	40,0	14,0	-	-

Scanned with CamScanner

Dây băng cáp - cao su có lõi cáp thép chịu lực ở giữa, bên ngoài phủ cao su dày 3,5 đến 10 mm. Loại này có nhiều ưu điểm như độ bền cao, uốn dọc và uốn ngang tốt, độ dãn dài nhỏ (0,1 - 0,5%), có thể truyền lực kéo với tốc độ cao, dễ dàng kiểm tra các sợi cáp thép; thời hạn phục vụ có thể đạt đến 7 - 8 năm. Do có nhiều ưu điểm, loại băng này ngày càng được ứng dụng rộng rãi. Đặc tính của dây băng cao su lõi cáp cho trong bảng 3-1.

Dây băng thép:



Hình 3.3- *Dây băng thép*

a- Dây băng lưới thép tròn; b- Dây băng lưới thép dẹt phẳng.
c- Dây băng thép tấm định hình

Băng thép có độ bền lớn, chịu được nhiệt độ cao, ít mòn, ít biến dạng, thích hợ vận chuyển các vật liệu nóng (có thể tới 350°C), vật liệu có cạnh sắc nhọn, tảng, cụ lớn, vật liệu cần sấy nóng, vật liệu cần làm khô trong quá trình vận chuyển. Dây băn thép được chế tạo bằng thép các-bon có giới hạn bền $1{,}2.10^6$ kN/m^2, chiều rộng băng tớ 800mm, dày 1,2mm. Dây băng thép kết cấu kiểu lưới, được chế tạo từ thép tròn H3.3a thép dẹt H3.3b hay thép tấm định hình lượn sóng H3.3c, các sợi thép hay tấm thép mó lại với nhau thành lưới.

Ở băng lưới thép, để tránh mài mòn sợi thép, người ta còn bọc cao su cho chúng Loại này rất thích hợp vận chuyển và phân loại vật liệu sắc cạnh.

Bảng 3.1, 3.2 giới thiệu đặc tính của 1 số loại dây băng.

3.1.2. TÍNH TOÁN DÂY BĂNG

1. Số lớp màng cốt cần thiết của dây băng vải - cao su

Khi làm việc, dây băng chủ yếu chịu lực kéo, với dây băng vải - cao su, thành phần chịu lực cơ bản là các lớp màng cốt. Do đó, để đảm bảo khả năng làm việc, số lớp màng cốt cần thiết i của dây băng phải thoả mãn điều kiện bền kéo theo công thức:

Scanned with CamScanner

$$i \geq \frac{n_b . S_{max}}{B.k_b} \quad (3.1)$$

Trong đó:

S_{max} - là lực căng lớn nhất của dây băng khi làm việc (N);

n_b - hệ số dự trữ độ bền của dây băng;

B - chiều rộng băng, (mm);

k_p - giới hạn bền của lớp màng cốt dây băng, (N/mm).

Hệ số an toàn bền của dây băng vải - cao su khá lớn ($n_b = 9 \div 11$) để thời hạn sử dụng băng được lâu dài. Trong trường hợp băng vận chuyển có chiều dài lớn, cho phép giảm hệ số an toàn $n_b = 6 \div 7$ nhằm giảm bớt số lớp màng cốt. Giá trị n_b, k_p phụ thuộc vật liệu chế tạo lớp màng cốt cho ở bảng 3.3, chiều rộng và số lớp màng cốt của một số loại băng cho ở bảng 3.4.

2. Kiểm tra bền dây băng thép

Đối với dây băng thép, kiểm tra bền theo sức bền kéo và uốn [18]:

$$\sigma_{td} = \frac{S_{max}}{B.\delta} + 1,25.E.\frac{\delta}{D_{tr}} \leq [\sigma] \quad (3.2)$$

Trong đó:

S_{max} : là lực căng tĩnh lớn nhất của dây băng (N);

δ : chiều dày của dây băng (mm);

B : chiều rộng băng (mm);

D_{tr} : đường kính tang trống, (mm);

E : Mô đuyn đàn hồi của vật liệu dây băng, $E = 2,1.10^5$, (N/mm^2);

$[\sigma]$: ứng suất cho phép của vật liệu dây băng, (N/mm^2).

$$[\sigma] = \frac{\sigma_b}{n} \quad (3.3)$$

Với σ_b - Giới hạn bền của vật liệu chế tạo thường lấy $\sigma_b = 1,2.10^6$ kN/m^2;

n - Hệ số an toàn $n \approx 3,5$.

Đối với băng lưới thép tròn, tải trọng cho phép của băng được xác định:

$$[P] = 0,785.d^2.k_{pb}.n.[\sigma] \quad (3.4)$$

d - đường kính sợi kim loại.

k_{pb} - hệ số phân bố tải trọng không đều giữa các sợi kim loại đan, k = 0,4.

n - số lượng tiết diện dây kim loại trên mặt cắt dây băng.

Scanned with CamScanner

Bảng 3.3. Giá trị k_p và n_b theo vật liệu lõi và góc nghiêng băng

Loại lõi	Số lớp màng cốt	Giới hạn bền k_p (N/mm)	Giá trị n_b theo góc nghiêng băng α^0	
			$\alpha < 10^0$	$\alpha \geq 10^0$
Sợi bông	3÷5	55	9,5	10
	6÷8	-	10	10,5
	9÷12	-	10,5	11
Sợi tổng hợp	3÷5	150	8,5	9
	6÷12	-	9,5	10,5
Lõi thép		1500÷6000	7	8,5

Bảng 3.4. Chiều rộng và số lớp màng cốt của băng vải - cao su

Vật liệu băng	Chiều rộng của băng B (mm)										
	300	400	500	650	800	1000	1200	1400	1600	1800	2000
Vải bạt nhiều lớp, 2 mặt cao su, có gia cường mép	-	-	-	3÷5	3÷6	4÷8	5÷9	6÷10	7÷10	8÷12	9÷12
Vải bạt nhiều lớp, 2 mặt cao su, có đệm giảm chấn	3÷4	3÷5	3÷6	3÷7	4÷8	5÷9	6÷10	7÷10	-	-	-
Vải bạt nhiều lớp, 2 mặt cao su, mép bọc vải				3÷5	3÷6	4÷8	5÷9	6÷10	7÷10	8÷12	9÷12
Vải bạt nhiều lớp, bọc cao su 1 mặt	3÷4	3÷4	3÷4	3÷5	3÷5	3÷6	-	-	-	-	-

3. Khối lượng dây băng

Khối lượng dây băng vải - cao su trên 1 mét chiều dài tính theo công thức:

$$q_0 = \gamma \cdot B \cdot \delta \text{ (kg/m)} \quad (3.5)$$

Trong đó:

γ - Khối lượng riêng của vật liệu dây băng γ =1,0 - 1,1 T/m^3, khi tính toán sơ bộ có thể tính:

$$q_0 = 1{,}1 \cdot B \cdot \delta \text{ (kg/m)}$$

B: chiều rộng băng (m)

δ: chiều dày của dây băng, (mm) có thể tính theo công thức:

$$\delta = \delta_{lv} + \delta_k + i \cdot \delta_{mc} \quad (3.6)$$

δ_{lv} - chiều dày lớp cao su bọc ngoài ở mặt làm việc của băng phụ thuộc vật liệu và điều kiện vận hành: δ_{lv} = 3 - 6 mm;

δ_k - chiều dày lớp cao su bọc ngoài ở mặt không làm việc phụ thuộc vào loại băng: δ_k = 1 - 2 mm;

Scanned with CamScanner

δ_{mc} - chiều dày 1 lớp màng cốt phụ thuộc vào loại vải chế tạo màng cốt: δ_{mc} =1,25 - 2,3 mm

Khối lượng dây băng còn có thể tính theo công thức kinh nghiệm:

$$q = (25 \div 35) . B \text{ (kg/m)}$$

3.1.3. NỐI BĂNG

Dây băng thường được chế tạo với chiều dài lớn (tới 400m), vì vậy khi sử dụng, tuỳ theo khoảng cách vận chuyển, cần cắt ngắn và nối các đầu dây băng lại để tạo thành vòng băng thoả mãn yêu cầu vận chuyển của băng tải.

Khi nối băng, mối nối của băng phải thoả mãn các yêu cầu sau:

Tốt nhất là đạt sức bền đều giữa đầu nối và tiết diện nguyên, nếu không được nhất thiết phải đủ độ bền khi chịu lực.

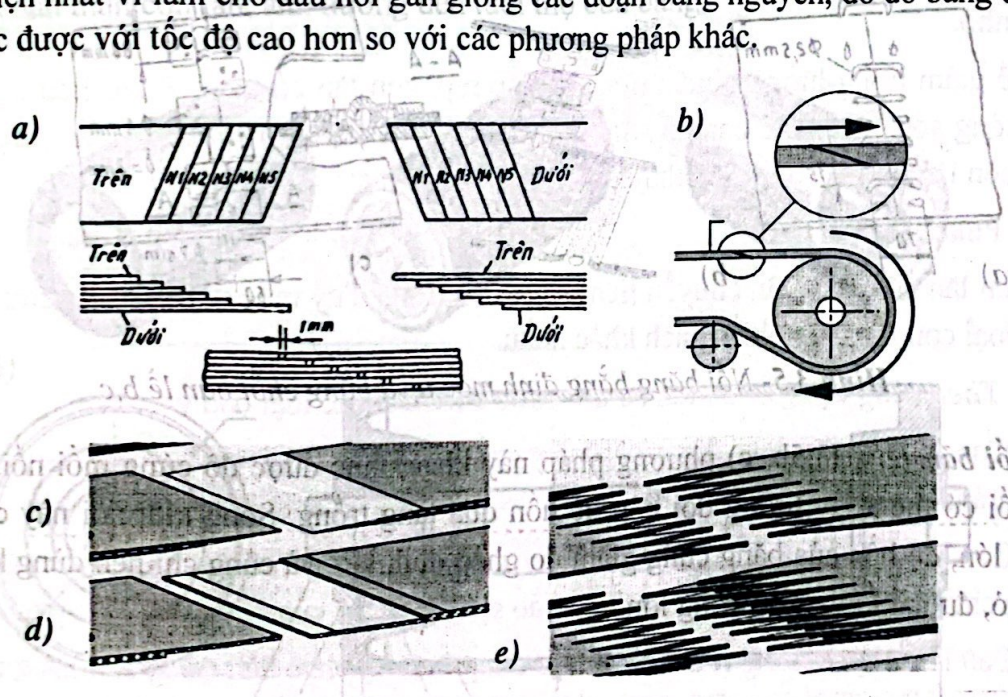
- Cố gắng sao cho về khối lượng, chiều dày và độ cứng của mối nối tương đương hoặc khác chút ít so với các đoạn băng nguyên thuỷ, để tránh phát sinh tải trọng động.

- Có thể nối và phục hồi mối nối nhanh chóng, thuận tiện.

Để nối băng thường dùng các phương pháp sau:

1. Nối băng bằng keo dán gia nhiệt (H3.4)

Là phương pháp nối phổ biến dùng cho băng vải-cao su. Đây là phương pháp nối hoàn thiện nhất vì làm cho đầu nối gần giống các đoạn băng nguyên, do đó băng có thể làm việc được với tốc độ cao hơn so với các phương pháp khác.



Hình 3.4- Dán nối băng vải-cao su
a- Xử lý đầu băng nối; b- Lắp đặt mối nối theo chiều chạy;
c,d,e- Các kiểu cắt đầu nối băng.

Khi dùng phương pháp này người ta cắt băng thành từng bậc thẳng hay vát một góc nào đó phụ thuộc vào tỷ số chiều dày dây băng và đường kính tang trống. Khi tỷ số này là 1/75 cắt vát 30°, 1/100 là 45°, 1/200 là 90°, số bậc tuỳ theo lớp màng cốt. Chiều dài

Scanned with CamScanner

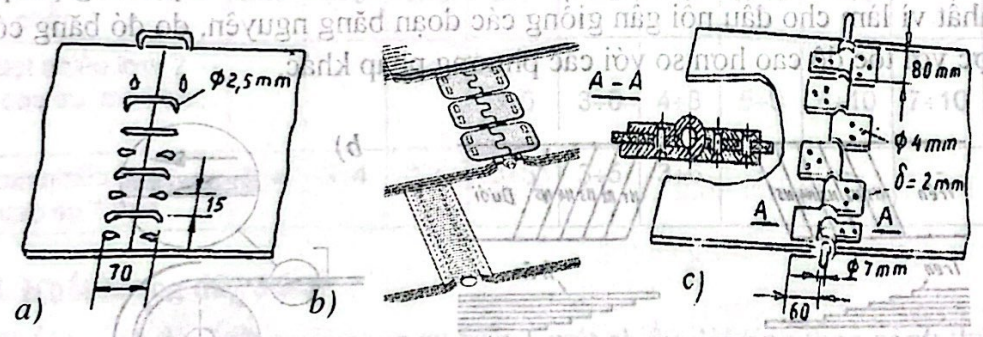
của bậc khoảng 90 - 175mm với B ≤ 500mm. Các bề mặt dán đánh sạch và tạo nhám, rồi quyét 3-4 lớp mỏng nhựa dán cao su. Lớp trước khô mới quét lớp sau. Chờ keo dán khô, ghép các đầu nối và ép chặt mối ghép bằng hai tấm kim loại, sấy ở nhiệt độ và áp lực quy định (~160°C). Nếu nhiệt độ không cao cần tăng thời gian sấy ép. Quá trình dán phải liên tục, và cần lăn ép đẩy khí ra ngoài, khe hở giữa 2 mép dán cách nhau 1mm (H3.4a) để giảm độ cứng khi băng làm việc. Biện pháp xử lý mối nối ghép thể hiện trên H3.4.

Cần chú ý lắp đặt mối nối theo chiều chuyển động của băng như H3.4b để đảm bảo tuổi thọ của mối nối.

2. Nối băng bằng vật nối kim loại (H3.5)

Phương pháp nối bằng vật nối kim loại có thể dùng cho tất cả các loại dây băng. Có 2 phương pháp chủ yếu là nối cứng và nối khớp bản lề.

Nối cứng: (H3.5a). Các đầu băng được nối với nhau bằng các đinh móc. Đây là phương pháp nối khá đơn giản, dễ thực hiện, giá thành rẻ. Tuy nhiên, mối nối có độ cứng và khối lượng lớn, độ bền vững của băng bị giảm xuống 30 ÷ 40%, khả năng di chuyển chỗ nối qua trống và con lăn đỡ cũng bị giảm, chỉ nên dùng khi vận tốc nhỏ đường kính tang trống lớn.



Hình 3.5- Nối băng bằng đinh móc a,và bằng chốt bản lề b,c

Nối bản lề: (H3.5b, c) phương pháp này khắc phục được độ cứng mối nối, 2 đầu dây nối có thể xoay tương đối nên dễ uốn qua tang trống. Song mối nối này có khối lượng lớn, độ bền của băng cũng giảm do ghép đinh tán, và cũng chỉ nên dùng khi vận tốc nhỏ, đường kính tang trống lớn.

3.2. CON LĂN VÀ TANG TRỐNG

3.2.1. CON LĂN

1. Công dụng

Con lăn là chi tiết được dùng khá phổ biến ở nhiều loại máy vận chuyển liên tục nhất là các băng chuyền dùng dây băng. Con lăn có nhiệm vụ đỡ dây băng, tránh cho

Scanned with CamScanner

dây băng không bị vong, bị chùng quá mức, giảm được lực cản di chuyển cho bộ phận truyền động, nên giảm được công suất của động cơ, đồng thời nhờ có con lăn nên lực ma sát giữa băng với thiết bị đỡ cũng giảm, làm giảm độ mài mòn của dây băng, độ bền và tuổi thọ dây băng do vậy cũng được tăng lên.

Ở các loại băng truyền lực ma sát, người ta có thể sử dụng con lăn để làm tăng lực bám của dây băng trên tang trống. Khi băng có tuyến phức tạp, con lăn được sử dụng để chuyển hướng chuyển động cho thiết bị công tác. Đối với băng lăn, con lăn là bộ phận cơ bản vừa đỡ, vừa dẫn động cho hàng hoá vận chuyển.

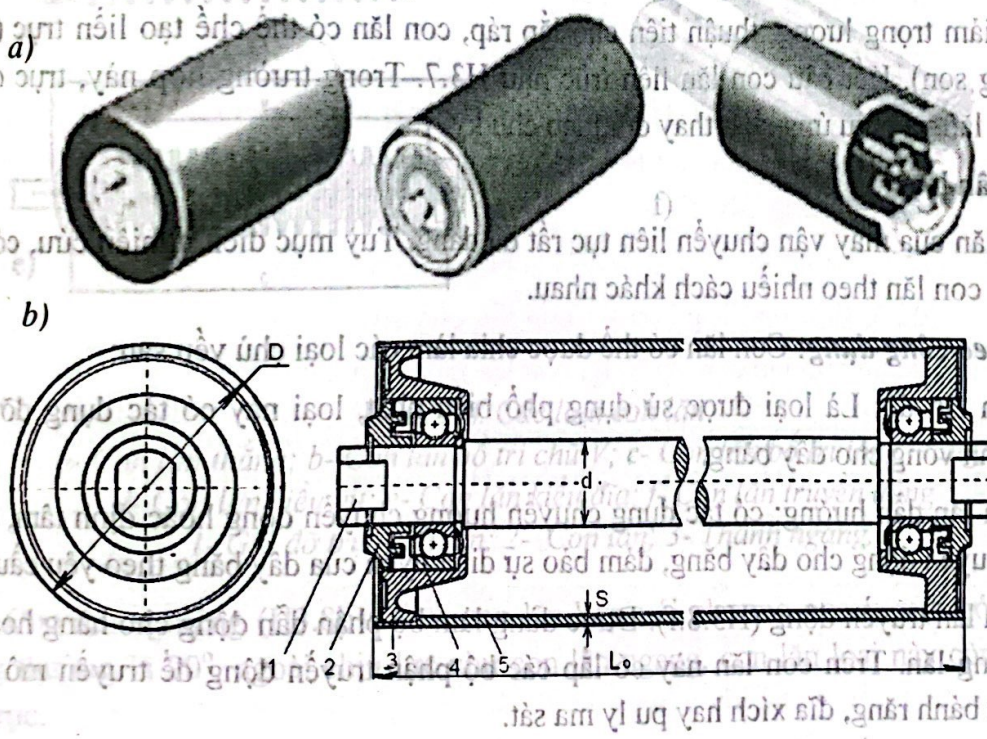
Ngoài ra, con lăn còn dùng trong các thiết bị khác của băng như làm sạch dây băng hay làm thiết bị hãm của băng chuyền đai.

2. Cấu tạo

Khi chế tạo, con lăn cần thoả mãn các yêu cầu sử dụng, đảm bảo độ bền, độ cứng, kết cấu đơn giản, khối lượng nhỏ, lắp ráp nhanh chóng, dễ dàng, bảo dưỡng và sử dụng thuận tiện, giá thành thấp.

Con lăn thông dụng chủ yếu được chế tạo bằng thép ống hàn hoặc bằng gang đúc. Ngoài ra, con lăn còn được làm bằng gỗ ép, cao su hay chất dẻo.

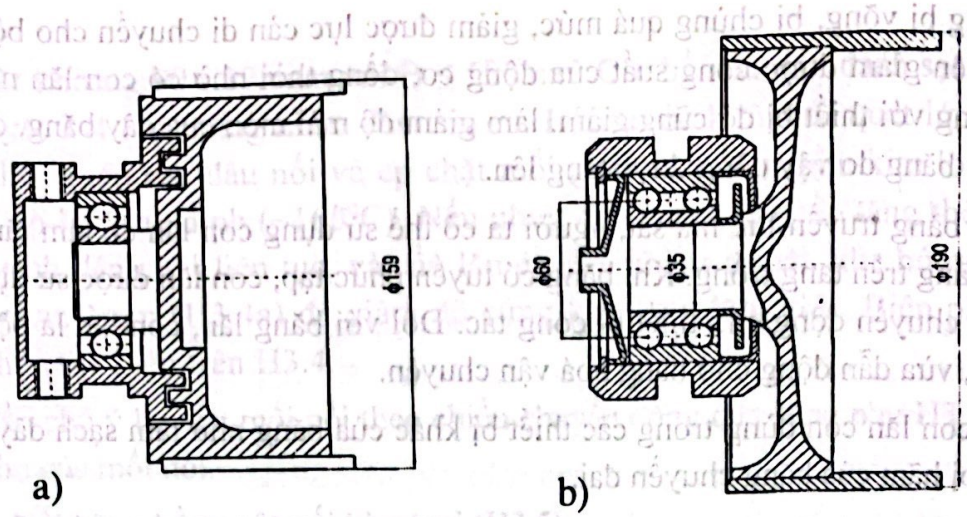
Để giảm bớt trọng lượng của con lăn, có thể giảm đường kính con lăn, nhưng khi giảm đường kính con lăn thì số vòng quay của con lăn sẽ tăng lên, ảnh hưởng đến các ổ trục và bản thân con lăn, ảnh hưởng đến tuổi thọ của băng.



Hình 3.6. Kết cấu con lăn đỡ

Với băng thép, con lăn đỡ được chế tạo, với mỗi trục đỡ có 3 con lăn đường kính từ150 - 200mm, chiều dài con lăn từ 20 - 40mm.

Scanned with CamScanner



Hình 3.7. Con lăn liền trục.
a- Kiểu ổ bi đơn; b- Kiểu ổ bi 2 dãy

Cấu tạo của con lăn đỡ dây băng vải - cao su thông dụng, về cơ bản như H3.6a,b Trên H3.6b, vỏ con lăn 5 chế tạo bằng thép ống, lắp trên trục cố định 1 bằng ổ bi thông qua gối moay ơ 3, con lăn quay tương đối so với trục 1. Vòng chặn 2 kết cấu kiể răng lược dùng để chắn mỡ cho ổ bi, đồng thời tránh cát bụi lọt vào ổ bi này. Vòn chắn mỡ có thể dùng vòng ép bằng thép, nhưng loại này gây lực cản lớn, chỉ nên dùn khi đường kính con lăn nhỏ. Có thể thay ổ bi bằng bạc khi con lăn có công suất và tả trọng nhỏ.

Để giảm trọng lượng, thuận tiện cho lắp ráp, con lăn có thể chế tạo liền trục (trụ kiểu công son). Kết cấu con lăn liền trục như H3.7. Trong trường hợp này, trục qua cùng con lăn và chịu ứng suất thay đổi theo chu kỳ.

3. Phân loại

Con lăn của máy vận chuyển liên tục rất đa dạng. Tuỳ mục đích nghiên cứu, có th phân loại con lăn theo nhiều cách khác nhau.

a. Theo công dụng: Con lăn có thể được chia làm các loại chủ yếu sau:

- Con lăn đỡ: Là loại được sử dụng phổ biến nhất, loại này có tác dụng đỡ dâ băng, tránh võng cho dây băng.

- Con lăn dẫn hướng: có tác dụng chuyển hướng chuyển động hoặc định tâm, định hướng chuyển động cho dây băng, đảm bảo sự di chuyển của dây băng theo yêu cầu.

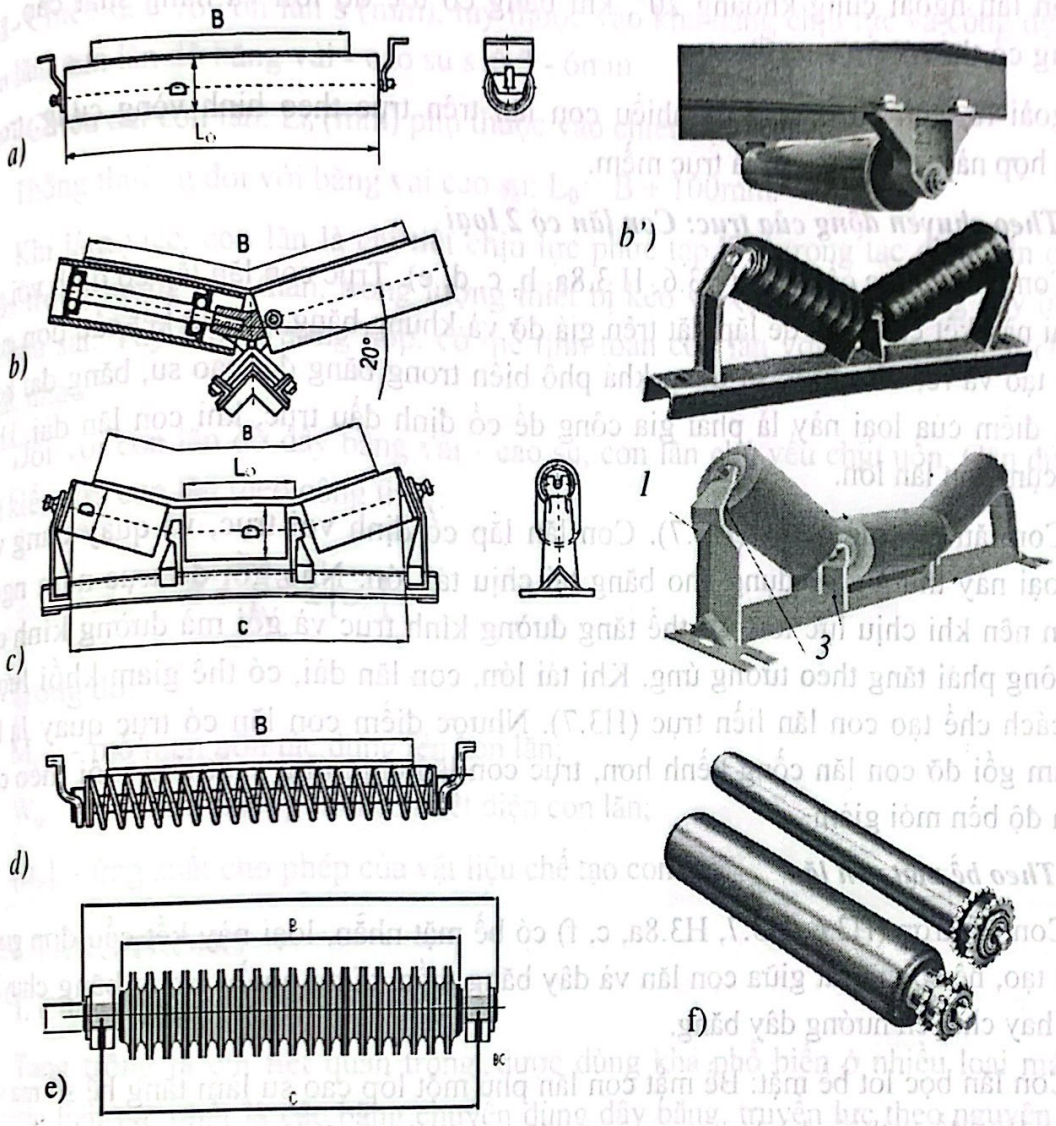
- Con lăn truyền động (H3.8.f): Được dùng làm bộ phận dẫn động cho hàng hoá vậ liệu ở băng lăn. Trên con lăn này có lắp các bộ phận truyền động để truyền mô me xoắn như bánh răng, đĩa xích hay pu ly ma sát.

- Con lăn đặc biệt: Con lăn còn được chế tạo với các yêu cầu riêng như con lăn giảm xóc dùng khử bớt chấn động do vật liệu gây ra khi cấp liệu, con lăn làm sạch dạng vít, hay đĩa (H3.8.d,e) dùng nạo sạch vật liệu dính bám trên băng, con lăn kiểu lò so để giảm chấn và tăng tiết diện vật liệu trên dây băng.

Scanned with CamScanner

b. Theo cách bố trí con lăn: Con lăn được chia làm 2 loại chủ yếu:

- Con lăn nằm ngang (H3.8a): Con lăn có đường trục đặt theo phương ngang, khi đó, con lăn hầu như không chịu lực dọc trục.



***Hình 3.8**. Các loại con lăn*
a- Con lăn thẳng; b- Con lăn bố trí chữ V; c- Con lăn bố trí lòng máng;
d- Con lăn kiểu vít; e- Con lăn kiểu đĩa; f- Con lăn truyền động
1- Giá đỡ trục con lăn; 2- Con lăn; 3- Thanh ngang.

- Con lăn nghiêng (H3.8b): Trục con lăn hợp với phương ngang một góc nào đó, thông thường là 20°, ngoài chịu lực như con lăn ngang, con lăn loại này còn chịu lực dọc trục.

Thông thường theo cách bố trí, người ta còn phân loại theo sự lắp đặt cụm con lăn. Khi đó có thể chia thành:

- Cụm con lăn thẳng: (H3.8a) Gồm 1 hoặc nhiều con lăn đặt trên trục thẳng, loại này có thể bố trí ở nhánh có tải và không tải của băng tải.

Scanned with CamScanner

- Cụm con lăn lòng máng (H3.8b,c): Sử dụng với 2,3, hay 5 con lăn bố trí theo kiểu máng. Đường trục có đoạn ngang, đoạn nghiêng kết hợp. Loại này có khả năng nâng cao năng suất cho băng, và chỉ dùng ở nhánh có tải của băng. Góc nghiêng của con lăn ngoài cùng khoảng 20^o, khi băng có tốc độ lớn và năng suất cao, góc nghiêng có thể tới $30^o \div 45^o$.

Ngoài ra, còn có thể bố trí nhiều con lăn trên trục theo hình vòng cung, trong trường hợp này, trục con lăn là trục mềm.

c. Theo chuyển động của trục: Con lăn có 2 loại

- Con lăn có trục cố định: (H3.6, H 3.8a, b, c, d, e). Trục con lăn lắp cố định với giá đỡ, loại này kết cấu gọn, dễ lắp đặt trên giá đỡ và khung băng, giá đỡ kết cấu đơn giản dễ chế tạo và rẻ, nên được sử dụng khá phổ biến trong băng đai cao su, băng đai kép. Nhược điểm của loại này là phải gia công để cố định đầu trục, khi con lăn dài, khối lượng cụm con lăn lớn.

- Con lăn có trục quay: (H3.7). Con lăn lắp cố định với trục, và quay cùng với trục, loại này thường sử dụng cho băng tải chịu tải lớn. Nhờ gối đỡ trục nằm ngoài con lăn nên khi chịu lực lớn, có thể tăng đường kính trục và gối mà đường kính con lăn không phải tăng theo tương ứng. Khi tải lớn, con lăn dài, có thể giảm khối lượng bằng cách chế tạo con lăn liền trục (H3.7). Nhược điểm con lăn có trục quay là kết cấu cụm gối đỡ con lăn cồng kềnh hơn, trục con lăn chịu ứng suất thay đổi theo chu kỳ nên độ bền mỏi giảm.

d. Theo bề mặt con lăn

- Con lăn trơn (H3.6, H3.7, H3.8a, c, f) có bề mặt nhẵn, loại này kết cấu đơn giản dễ chế tạo, hệ số ma sát giữa con lăn và dây băng thấp, dùng nhiều trong băng chuyền để đỡ, hay chuyển hướng dây băng.

- Con lăn bọc lót bề mặt: Bề mặt con lăn phủ một lớp cao su làm tăng hệ số ma sát của con lăn, đồng thời nhờ lớp cao su, con lăn còn có tác dụng giảm chấn khi cấp tải. Loại này dùng cho con lăn truyền động, con lăn hãm băng, con lăn đỡ tại phễu rót hàng.

- Con lăn ren vít (H3.8b', d): Có tác dụng làm sạch vật liệu dính bám trên băng nhờ có gờ theo đường ren vít trên bề mặt. Thường lắp đặt ở nhánh không tải.

Ngoài các loại trên, ở băng chuyền còn dùng nhiều loại con lăn khác như con lăn đĩa ở băng thép, con lăn lò so dùng ở nhánh có tải của băng đai, vừa có tác dụng nhờ con lăn vòng cung vừa có tác dụng giảm chấn.

Nhờ những tiến bộ về khoa học - kỹ thuật - công nghệ, con lăn phi kim cũng ngày càng được ứng dụng rộng rãi, do có nhiều tính năng đặc biệt như khối lượng nhỏ, giảm chấn động, chống mài mòn…

4. Thông số kỹ thuật và tính toán con lăn

Thông số cơ bản của con lăn gồm:

Scanned with CamScanner

Đường kính con lăn D_{cl} (mm), đối với băng vải - cao su tiêu chuẩn, con lăn đỡ thường được chế tạo với đường kính từ 76 - 194 (mm), ở băng di động dùng con lăn có đường kính nhỏ hơn từ 60 - 90mm.

- Chiều dày vỏ con lăn s (mm), tuỳ thuộc vào khả năng chịu lực và công dụng của con lăn, con lăn đỡ băng vải - cao su s từ 3 - 6mm.

- Chiều dài con lăn: L_0 (mm) phụ thuộc vào chiều rộng của dây băng

Thông thường đối với băng vải cao su: $L_0 = B + 100mm$.

Khi làm việc, con lăn là chi tiết chịu lực phức tạp. Tải trọng tác dụng lên con lăn gồm trọng lượng bản thân, trọng lượng thiết bị kéo và vật liệu, lực căng dây băng và lực ma sát. Tuỳ từng trường hợp, có thể tính toán con lăn với các trạng thái chịu lực khác nhau.

Đối với con lăn đỡ dây băng vải - cao su, con lăn chủ yếu chịu uốn. Gần đúng, có thể kiểm tra con lăn theo công thức:

$$\sigma = \frac{M_{cl}}{W_u} \le [\sigma_u] \qquad (3.7)$$

Trong đó:

M_{cl} - mô men uốn tác dụng lên con lăn;

W_u - mô men chống uốn của tiết diện con lăn;

$[\sigma_u]$ - ứng suất cho phép của vật liệu chế tạo con lăn.

3.2.2. TANG TRỐNG

1. Công dụng

Tang trống là chi tiết quan trọng, được dùng khá phổ biến ở nhiều loại máy vận chuyển liên tục nhất là các băng chuyền dùng dây băng, truyền lực theo nguyên lý ma sát. Ở các loại băng này, tang trống truyền lực kéo từ hệ thống dẫn động cho dây băng.

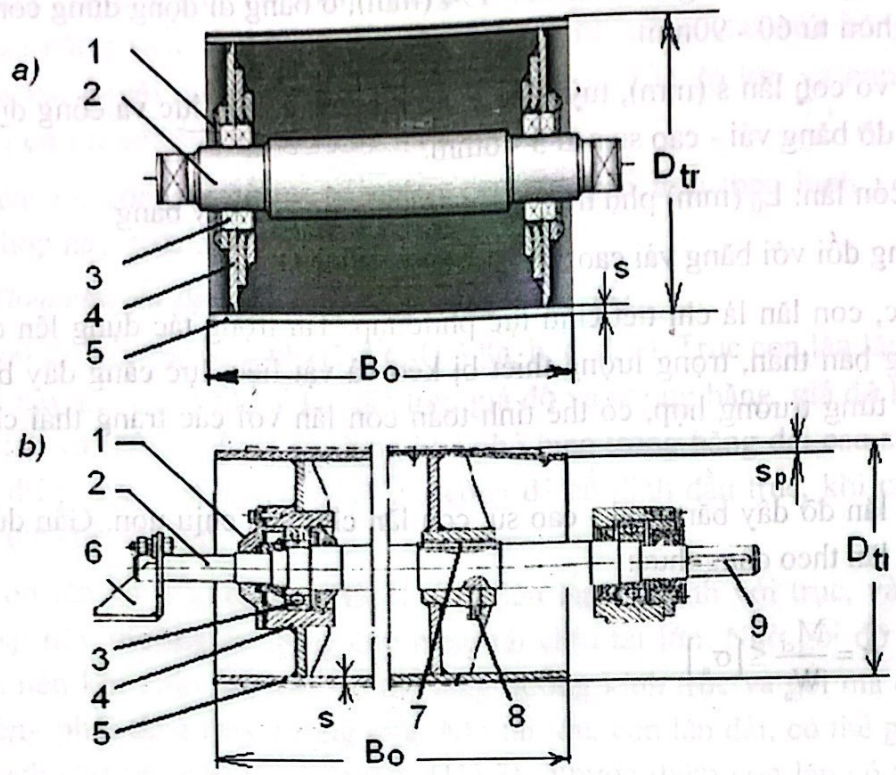
Tang trống còn dùng làm thiết bị căng băng, điều chỉnh sức căng, kéo căng dây băng, đảm bảo lực bám của dây băng với tang trống dẫn động. Tại chỗ băng chuyển hướng đột ngột thường bố trí tang trống lệch, nhằm chuyển hướng chuyển động cho dây băng theo tuyến đường vận chuyển cần thiết.

Ngoài ra, tang còn sử dụng làm thiết bị dỡ tải, làm tăng góc ôm, hoặc tăng độ bám cho dây băng.

2. Cấu tạo

Tang trống được chế tạo từ gang xám GX15-32 (khi đường kính $D \le 500mm$) hay thép các bon, bằng phương pháp đúc hay hàn (khi $B > 1000mm$), theo dạng hình trụ tròn (H3.9a), (H3.9b - trái) hoặc hình trống (H3.9b - phải). Bề mặt tang kim loại thường gia công có độ bóng $\nabla 6 \div \nabla 7$.

Scanned with CamScanner



Hình 3.9. Kết cấu tang trống

Cấu tạo của tang thép hàn thể hiện trên H3.9, vỏ tang 5 hàn nối với nan hoa, moay ơ 4. Đối với tang bị động hay dẫn hướng, tang được lắp trên trục 2 bằng các ổ b trục tang lắp cố định trên gối đỡ 6 (H3.9a), (H3.9b - trái). Đối với tang dẫn độ (H3.9b - phải), tang được lắp trên trục 2 bằng then 7 và cố định dọc trục bằng vít 8, t tang được lắp trên gối đỡ 6 bằng ổ bi. Trong trường hợp này trục tang nhận mô m xoắn từ động cơ nhờ then 9 và truyền mô men xoắn cho tang nhờ then 7. Nắp ổ 2 có dụng chắn dầu, mỡ cho ổ bi và ngăn cát bụi lọt vào ổ bi.

Để tăng ma sát giữa băng và trống chủ động, tang còn được chế tạo với bề mặt rãnh (H3.10a,b), tang dạng cánh (H3.10c), hay phủ một lớp vật liệu có ma sát c (H3.10a) bằng cao su hoặc nhôm tấm, đôi khi bọc bằng gỗ lên bề mặt tang.

3. Phân loại

Tang trống được phân loại theo các cách chủ yếu sau:

a. Theo tính chất truyền động

Có thể chia tang thành 2 loại:

- Tang trống chủ động (H3.9b phải): còn gọi là tang truyền động, dùng để truy lực kéo cho dây băng. Tang này thường bố trí ở cuối băng, để băng hoạt động được ổ khi đi từ nhánh có tải sang nhánh không tải và ngược lại. Thông thường tang nhận m men quay nhờ then truyền lực. Đôi khi tang được dẫn động bằng bánh răng.

Scanned with CamScanner

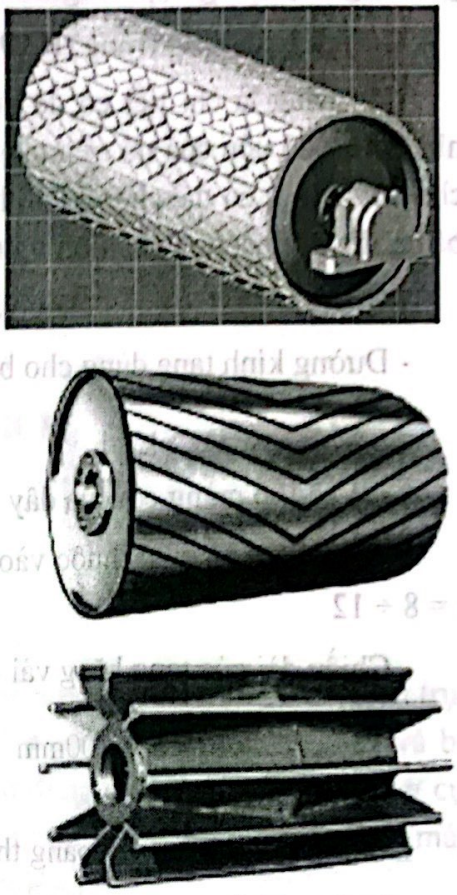
- Tang bị dẫn (H3.9b trái): là tang mà sự chuyển động của nó phụ thuộc theo sự chuyển động của dây băng và tang chủ động. Tang bị dẫn có thể là tang chuyển hướng hay tang căng băng.

b. Theo hình dạng

Tang trống được chia làm 2 loại:

- Tang hình trụ (H39.a; H3.9.b - trái; H3.10a,b): Được chế tạo theo dạng hình trụ. Loại này có kết cấu đơn giản, dễ chế tạo, giá thành rẻ, được sử dụng khá phổ biến làm tang dẫn động, tang chuyển hướng hay tang căng băng. Tuy nhiên, khi làm việc dây băng dễ bị trượt ngang băng theo dọc trục tang.

- Tang hình trống (H3.9.b-phải): Được chế tạo theo dạng hình trống có đường kính tăng dần từ 2 đầu vào giữa tang. Độ phình s_p khoảng 5%B, nhưng không nhỏ hơn 4mm. Loại này có kết cấu phức tạp và khó chế tạo hơn loại trên, giá thành cao hơn, nhưng có khả năng định tâm dây băng tốt, giảm hiện tượng dây băng trượt ngang khi làm việc. Tang hình trống được chủ yếu sử dụng cho tang dẫn động. Để đơn giản khi chế tạo, có thể dùng tang có đoạn trụ ở giữa và 2 đầu hình côn.



Hình 3.10. Các loại tang trống tăng ma sát

c. Theo trạng thái bề mặt

Tang trống được chia làm 3 loại:

- Tang trơn: có bề mặt nhẵn, chế tạo bằng phương pháp đúc hay hàn. Loại này kết cấu đơn giản, dễ chế tạo, giá thành rẻ, nên được dùng khá phổ biến.

- Tang xẻ rãnh: Bề mặt được xẻ rãnh, hay tạo nhám (H3.10b), được dùng khi cần tăng độ bám cho dây băng. Loại này kết cấu phức tạp, giá thành cao hơn loại trên và chủ yếu chế tạo bằng phương pháp đúc. Để giảm giá thành chế tạo có thể làm tang hàn kiểu cánh như H3.10c, tuy nhiên loại này làm giảm độ bền dây băng do dây băng bị uốn cục bộ.

- Tang có lớp phủ bề mặt: Trên bề mặt có phủ một lớp cao su, hay nhôm tấm, gỗ (H3.10b). Loại này có hệ số ma sát cao, có độ bám tốt nhưng giá thành cao hơn, công nghệ chế tạo phức tạp hơn.

Scanned with CamScanner

Ngoài các loại trên, còn có các loại tang khác như tang dạng đĩa, tang chế tạo bằng gỗ, bằng nhựa tổng hợp, tang chân không, tang có từ tính…

4. Tính toán tang trống (H3.9)

Dây băng là chi tiết có độ cứng nhất định, độ bền và tuổi thọ của nó phụ thuộc nhiều vào độ uốn của nó trên tang trống. Vì vậy để tăng độ bền, tăng thời hạn sử dụng cho dây băng, có thể chọn kích thước của tang theo chiều dày và số lớp màng cốt của băng, theo các công thức kinh nghiệm sau:

Đối với tang dùng cho băng vải - cao su:

- Đường kính tang dùng cho băng vải- cao su:

$$D_{tr} \geq k_{tl} \cdot i \qquad (3.8)$$

i - là số lớp màng cốt của dây băng.

k_{tl} - hệ số tỉ lệ, phụ thuộc vào số lớp màng cốt. k = 100 nếu i = 2 ÷ 6, k = 125 nếu i = 8 ÷ 12

- Chiều dài của tang băng vải - cao su xác định theo công thức:

$$B_o = B + 100mm \qquad (3.9$$

Đối với tang dùng cho băng thép:

- Đường kính tang:

$$D_{tr} \geq k_{tl} \cdot \delta \geq \text{hay } D_{tr} \geq (800 - 1200).\delta \qquad (3.10$$

δ - Chiều dày của dây băng.

k_{tl} - hệ số tỉ lệ, k_{tl} = 800 - 1200

- Chiều dài của tang băng thép:

$$B_o = B - 100mm \qquad (3.11)$$

Đường kính trống căng băng:

$$D_{cb} \geq 2/3\ D_{tr} \qquad (3.12)$$

Đường kính trống chuyển hướng :

$$D_{ch} \geq 1/2\ D_{tr} \qquad (3.13)$$

Đường kính tang truyền động có thể được kiểm tra theo áp lực dây băng lên tang theo công thức:

$$p_{tt} = \frac{360.(S_v - S_r)}{B.D_{tr}.\pi.\alpha.f} \leq p_t \qquad (3.14)$$

Scanned with CamScanner

Trong đó:

p_{tt} - áp lực tính toán;

p_t - áp lực cho phép của dây băng lên tang: $p_t = 0,1 - 0,11$ N/mm^2;

α - góc ôm của dây băng trên tang trống;

f - hệ số ma sát giữa dây băng với tang trống;

B - chiều rộng dây băng;

S_v - lực căng nhánh vào tang dẫn động;

S_r - lực căng nhánh băng ra khỏi tang.

3.3. XÍCH VÀ ĐĨA XÍCH

3.3.1. XÍCH

1. Công dụng và cấu tạo

a. Công dụng

Xích là bộ phận cơ bản của bộ truyền xích, có nhiệm vụ truyền chuyển động từ trục dẫn sang trục bị dẫn nhờ sự ăn khớp của các mắt xích với răng đĩa xích. Xích và bộ truyền xích có ứng dụng khá rộng rãi, chúng được sử dụng ở nhiều loại máy công cụ, pa lăng xích, kích, tời kéo, các phương tiện vận tải như ô tô, máy kéo, các loại máy nâng, máy vận chuyển liên tục, cần trục, máy nông nghiệp…

Trong máy vận chuyển liên tục, nhiều loại băng như băng tấm, băng gạt, băng lăn, băng gầu, băng treo… xích được dùng làm thiết bị kéo, nâng truyền lực và công suất lớn. Nó còn được dùng truyền động cho cơ cấu làm sạch, dùng làm thiết bị kéo ở thiết bị căng băng, hay ở các thiết bị khác như khớp nối xích.

So với dây băng, xích có nhiều ưu điểm như: chịu tải lớn, chịu nhiệt, ít bị hư hỏng do môi trường, không bị trượt, hiệu suất cao hơn, độ dãn dài nhỏ, cùng một lúc có thể truyền chuyển động cho nhiều trục, kết cấu gọn. Nhược điểm của xích là chóng mòn, vận tốc dây xích khi làm việc không ổn định, gây giật, gây ồn lớn. Kết cấu phức tạp, bảo dưỡng, sửa chữa khó và chi phí lớn, giá thành cao.

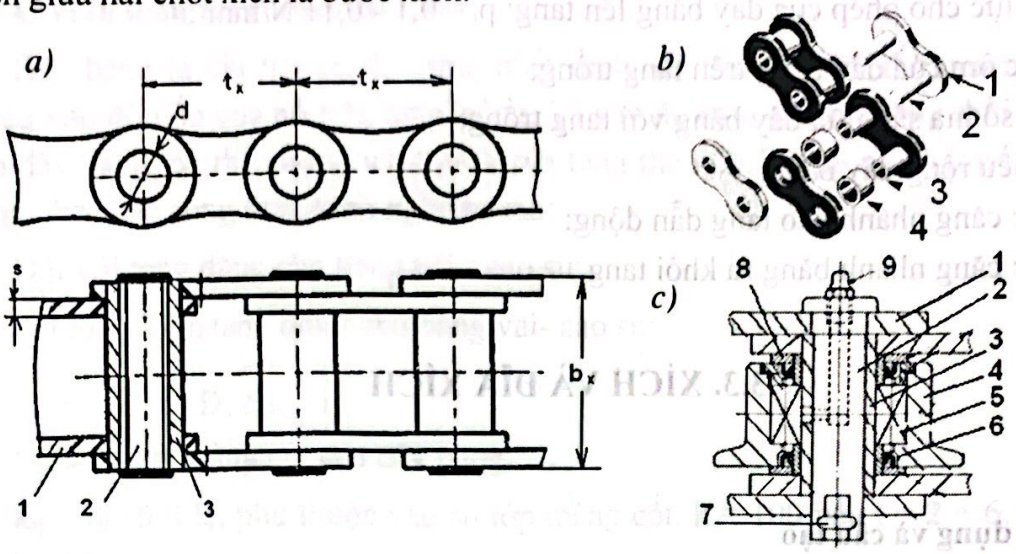
b. Cấu tạo

Xích là một chuỗi các mắt xích nối lại với nhau bằng bản lề hay móc vòng vào nhau. Về cơ bản kết cấu của xích trong máy vận chuyển liên tục tương tự các loại xích truyền động thông dụng nhưng có kích thước lớn hơn.Tuy nhiên, do tính chất làm việc, kết cấu của chúng còn có những đặc điểm khác phù hợp với công dụng và điều kiện sử dụng.

Trên H3.11a giới thiệu cấu tạo của một loại xích bản. Nó gồm nhiều mắt xích đơn giản ghép lại. Các má xích định hình 1 ở phía ngoài lắp chặt với chốt xích 2, các má xích trong lắp chặt với ống lót 3, khi ghép lại chúng xoay tương đối với nhau và tạo thành khớp bản lề. Để giảm ma sát, giảm mài mòn cho răng đĩa xích, bên ngoài ống lót

Scanned with CamScanner

có lắp các con lăn 4 (H3.11b). Chốt xích được cố định dọc trục bằng chi tiết hãm như kẹp xích (khi bước xích nhỏ), hay dùng chốt chẻ, tấm hãm khi bước xích lớn. Khoảng cách giữa hai chốt xích là bước xích.



Hình 3.11. *Cấu tạo của dây xích*

Trường hợp xích chịu tải lớn như băng tấm, băng gạt, con lăn lắp bằng ổ bi, khi làm việc con lăn chạy trên ray dẫn hướng để giảm độ võng xích, nhờ đó giảm công suất truyền động, kết cấu mắt xích phức tạp hơn, ngoài các chi tiết đã nêu, còn có ổ bi, vòng làm kín 6, chốt chẻ 7, nắp ổ và vòng đệm 8, vú mỡ 9.(H3.11c).

Ở nhiều loại băng, má xích, chốt xích còn được chế tạo khá đặc biệt để thuận tiện lắp đặt thiết bị công tác hay phù hợp yêu cầu sử dụng (H.3.12d, e, h).

Vật liệu chế tạo xích thường là thép các bon tốt hay thép hợp kim có giới hạn bền kéo 570-600N/mm^2. Hiện nay trong một số trường hợp, chốt, ống lót, con lăn, còn được làm bằng chất dẻo, loại này giảm được tải trọng động, khắc phục được điều kiện bôi trơn kém.

Khi chi tiết kéo là xích hàn (H3.12a), chúng được làm từ các sợi thép tròn, đường kính từ 6-40mm, uốn lại thành vòng khuyên, móc với nhau rồi hàn lại bằng hàn điện hàn hơi hay hàn rèn. Vật liệu thường là thép ít các bon có giới hạn bền kéo khoảng 400N/mm^2 như thép 15, 20, CT34, CT38...

c. Thông số cơ bản của dây xích

- Bước xích t_x (mm)
- Lực kéo đứt của dây xích S_{dx} (N)
- Khối lượng đơn vị của xích: q_{0x} (kg/m)

Các thông số cơ bản của xích được tiêu chuẩn hoá. Kích thước tiêu chuẩn của bước xích t_x(mm) dùng trong máy vận chuyển liên tục thông thường là 100;125; 160; 200; 250; 320; 400; 500; 630. Lực kéo đứt S_{dx} từ 125 kN-1000kN. Khối lượng đơn vị của xích: q_{0x} từ 5,3 - 51,8 kg/m.

Scanned with CamScanner

Nếu bước xích t_x lớn thì khối lượng bản thân và giá thành xích giảm nhưng lực va dập tăng mạnh. Vì vậy, khi tính toán lựa chọn xích và bộ truyền xích, trong điều kiện cho phép, cố gắng chọn bước xích nhỏ để giảm lực va dập.

2. Phân loại

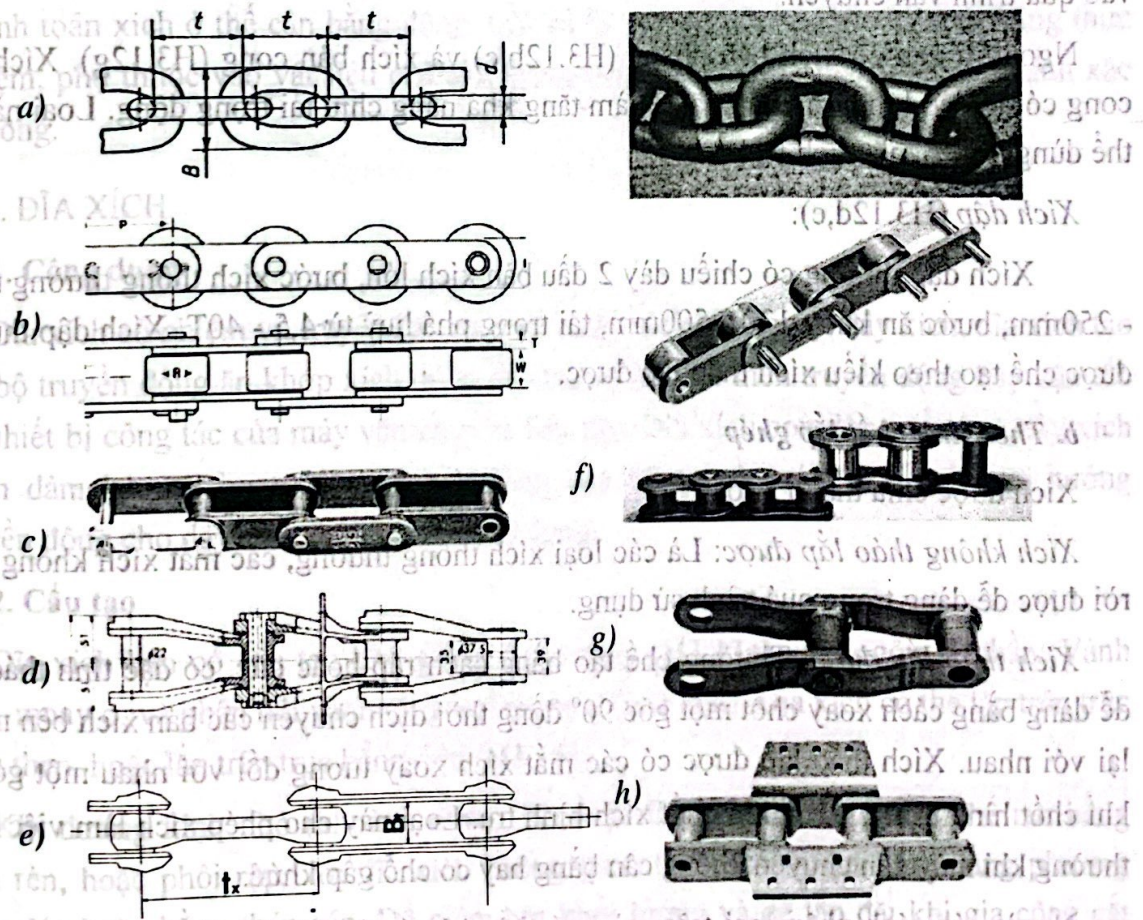
Xích dùng trong máy vận chuyển liên tục có thể phân loại theo nhiều cách:

a. Theo kết cấu: Xích được chia thành 3 loại chủ yếu

Xích hàn: (H3.12a)

Là loại xích chế tạo bằng phương pháp hàn. Chúng được sử dụng làm chi tiết kéo ở các máy vận chuyển liên tục mà khu vực làm việc nhiều bụi hay độ ẩm cao, hoặc khó bôi trơn. Lực kéo đứt thông thường từ 0,6-60T. Loại này dùng trong băng xích vận chuyển gỗ, băng gạt ống vận chuyển ngũ cốc... Ưu điểm của xích hàn là có kết cấu đơn giản, chi phí bảo dưỡng và chế tạo rẻ, độ mềm lớn. Nhược điểm là tốc độ chậm, khối lượng xích lớn, nhanh mòn, chóng hỏng, gây ồn lớn, dễ bị giãn khi chịu lực lớn, khi đứt không có hiện tượng báo trước.

Xích hàn có nhiều loại như xích mắt ngắn (mắt xích nhỏ hơn 5 lần đường kính sợi thép), xích mắt dài (mắt xích lớn hơn 5 lần đường kính sợi thép), xích hàn chính xác và không chính xác.



Hình 3.12. Các loại dây xích

Scanned with CamScanner

Xích bản (H3.12b):

Xích bản (còn gọi là xích tấm) gồm có nhiều bản (má) xích có chiều dày đều, chế tạo từ thép tấm và liên kết với nhau bằng chốt có tán hai đầu hoặc cài bằng chốt chẻ với vòng đệm. Lực kéo đứt thông thường từ 2,5-300T. Xích bản được dùng phổ biến nhất và dùng làm chi tiết kéo hoặc làm chi tiết nâng trong nhiều loại máy vận chuyển liên tục như băng tấm, băng treo, băng gầu, băng lăn…

So với xích hàn, xích bản có khả năng tải lớn, điều kiện tiếp xúc giữa các mắt xích tốt hơn, sử dụng tin cậy và an toàn hơn vì không bị phá hỏng đột ngột, dễ phát hiện và thay thế kịp thời, chuyển động êm hơn. Bên cạnh những ưu điểm này xích bản có những nhược điểm là các mắt xích chỉ quay được tương đối với nhau trong một mặt phẳng cố định, do đó không cuốn được vào tang như xích hàn, bản lề của mắt xích cũng chóng bị mòn, nhất là khi làm việc trong điều kiện nhiều bụi, công nghệ chế tạo khó hơn, giá thành cao hơn.

Theo cấu tạo mắt xích, xích bản có các loại xích ống lót (H3.11a), xích ống lót-con lăn trơn (H3.11b), xích ống lót - con lăn có gờ (H3.11c), xích ống lót - con lăn lắp ổ bi

Theo cấu tạo má xích, có xích bản thường và xích bản có má xích chuyên dùng (H3.12h) để lắp bộ phận công tác như tấm lát, gầu, giá treo, hoặc để tham gia trực tiếp vào quá trình vận chuyển.

Ngoài ra còn có xích bản phẳng (H3.12b,c) và xích bản cong (H3.12g). Xích bản cong có độ dẻo lớn hơn bản phẳng, làm tăng khả năng chịu tải trọng động. Loại này có thể dùng khi số mắt xích lẻ.

Xích dập (H3.12d,e):

Xích dập thường có chiều dày 2 đầu bản xích lớn, bước xích thông thường từ 6 - 250mm, bước ăn khớp 130 - 500mm, tải trọng phá huỷ từ 4,5 - 40T. Xích dập thường được chế tạo theo kiểu xích tháo lắp được.

b. Theo tính chất lắp ghép

Xích được chia thành 2 loại:

Xích không tháo lắp được: Là các loại xích thông thường, các mắt xích không tháo rời được dễ dàng trong quá trình sử dụng.

Xích tháo lắp được: Thường chế tạo bằng cách rập hoặc đúc, có đặc tính tháo lắp dễ dàng bằng cách xoay chốt một góc 90° đồng thời dịch chuyển các bản xích bên ngoài lại với nhau. Xích tháo lắp được có các mắt xích xoay tương đối với nhau một góc 8° khi chốt hình trống, và 3° khi chốt xích hình trụ. Loại này cho phép xích làm việc bình thường khi máy vận chuyển không cân bằng hay có chỗ gấp khúc.

Ngoài các cách phân loại trên, còn có thể phân loại xích theo các cách khác như theo vật liệu chế tạo, theo sức kéo của xích...

Scanned with CamScanner

3. Tính toán xích

Về mặt lý thuyết, có thể tính toán xích bản theo ứng suất sinh ra ở tiết diện yếu nhất của mắt xích và áp suất trên bề mặt tiếp xúc giữa má với chốt nhỏ hơn giá trị cho phép. Trong thực tế để đảm bảo an toàn khi làm việc xích bản được tính toán theo sức bền tổng hợp của cả xích với lực kéo đứt theo công thức:

$$S \le \frac{S_d}{n_x} \qquad (3.15)$$

S: lực kéo tính toán lớn nhất;

S_d: lực kéo đứt của xích được qui định trong tiêu chuẩn;

n_x: hệ số an toàn bền, chọn theo vận tốc của xích.

Khi dẫn động bằng tay v = 0,25m/s lấy $n_x = 5$, dẫn động bằng máy $0,25 < v \le 1 m/s$ lấy $n_x = 6$; $1 < v \le 1 m/s$ lấy $n_x = 8$; v = 1,5m/s có va đập $n_x = 10$.

Đối với các loại xích hàn chế tạo theo tiêu chuẩn có thể xác định lực kéo cho phép theo lực kéo đứt (3.15) với hệ số an toàn có thể lấy khi dẫn động bằng tay: $n_x = 4 - 5$; khi dẫn động bằng máy $n_x = 6 - 7$.

Trong tính toán xích cũng cần để ý tới độ cứng của xích, đó là đại lượng cần thiết để tính toán xích ở thế cân bằng động. Giá trị độ cứng xích có thể xác định bằng thực nghiệm, phụ thuộc vào vật liệu chế tạo, kích thước, hình dạng mắt xích, độ chính xác gia công.

3.3.2. ĐĨA XÍCH

1. Công dụng

Đĩa xích có nhiệm vụ truyền lực vòng cho dây xích. Cùng với dây xích, đĩa xích tạo nên bộ truyền động ăn khớp xích dùng để tăng, giảm mô men truyền động hay vận tốc cho thiết bị công tác của máy vận chuyển liên tục. Đĩa xích còn dùng để căng dây xích nhằm đảm bảo sự hoạt động bình thường của bộ truyền xích hoặc chuyển hướng chuyển động cho dây xích theo yêu cầu sử dụng.

2. Cấu tạo

Đĩa xích bản có cấu tạo khá giống bánh răng (H3.13a), cũng gồm 3 phần: Vành răng, moay ơ, và phần nối vành răng với moay ơ (nan hoa). Đĩa xích có thể lắp trên trục bằng then, hoặc lắp trên trục bằng ổ bi (H3.14a).

Khi đường kính nhỏ (khoảng dưới 500mm), đĩa xích thường được chế tạo bằng phôi rèn, hoặc phôi rập, với đĩa xích không quan trọng có thể chế tạo bằng phương pháp đúc hoặc bằng thép cán. Để giảm bớt khối lượng và dễ lắp đặt khi gia công cắt gọt, khoét lỗ giữa phần vành răng và moay ơ. Nan hoa đĩa xích đúc được gia cường

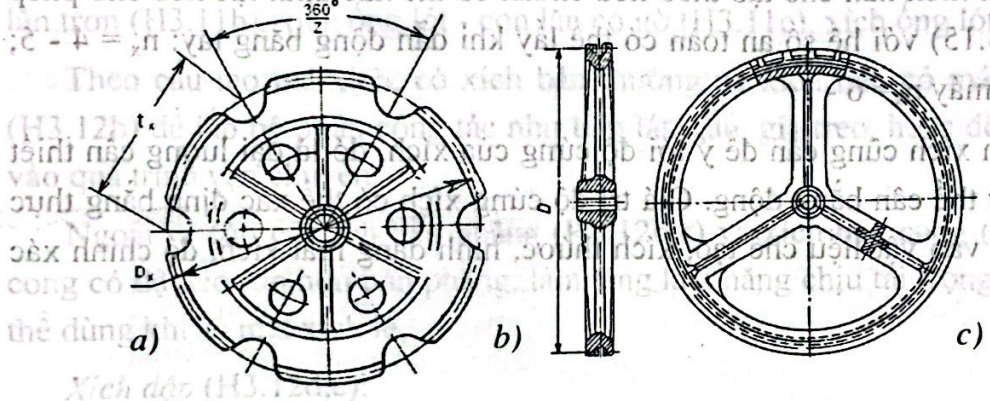
Scanned with CamScanner

bằng các gân H3.13a. Khi đường kính lớn, đĩa xích có thể chế tạo riêng từng phần và ghép lại bằng hàn. Vành đĩa có thể nối với moay ơ bằng các thanh nan hoa, (H3.13b).

Để giảm uốn bản má xích có thể chế tạo các gờ đỡ bản xích. Trường hợp răng đĩa xích hay mòn, hỏng, để giảm giá thành, giảm thời gian lắp đặt, sửa chữa có thể chế tạo răng rời theo H3.14b. Khi cần lực kéo lớn hoặc để sử dụng thay thế cho nhau, có thể chế tạo đĩa xích kép như H3.14c.

Vật liệu chế tạo đĩa xích khi chịu tải trọng nhỏ, không có va đập từ bên ngoài và vận tốc thấp, có thể chế tạo bằng gang GX21-40 hoặc gang có độ bền cao hơn. Trường hợp tải trọng và vận tốc lớn hơn dùng thép các bon tốt hoặc thép hợp kim như thép 40, 40Cr, 50Mn2, 35CrMnCo; 40CrMn tôi bề mặt hay tôi thể tích có độ rắn HRC = 50 - 60.

Ngoài ra, để giảm bớt tiếng ồn, giảm lực va đập và tăng tuổi thọ cho xích, vành răng đĩa xích còn được làm bằng chất dẻo.



Hình 3.13. Đĩa xích
a- Đĩa xích bản; b- Đĩa xích hàn; c- Rãnh đĩa xích hàn.

3. Thông số cơ bản của đĩa xích

- Bước xích t_x (mm).
- Số răng của đĩa xích z.
- Đường kính đĩa xích D_x (mm).
- Chiều dày răng đĩa xích b_x (mm).

Khi xích ăn khớp với đĩa xích tâm chốt xích nằm trên vòng tròn chia của đĩa xích. Đường kính vòng chia của đĩa xích bản có thể xác định theo công thức:

$$D_x \approx \frac{t_x}{\sin\frac{180}{z}} \text{ (mm)} \quad (3.16$$

Scanned with CamScanner

Trong đó:

t_x - bước xích;

z - số răng của đĩa xích, với máy vận chuyển liên tục z = 4 - 8, trường hợp đặc biệt có thể nhiều hơn.

Đối với xích hàn đường kính vòng chia của đĩa xích hàn chính xác được xác định:

$$D_x = \sqrt{\left(\frac{t_x}{\sin\frac{90^0}{z}}\right)^2 + \left(\frac{d_x}{\cos\frac{90^0}{z}}\right)^2} \quad (mm) \qquad (3.17)$$

Trong đó: d_x - đường kính sợi thép làm mắt xích, mm;

z - số hốc xích.

Khi $z > 9$mm, $d_x < 16$ có thể tính gần đúng:

$$D_x \approx \frac{t_x}{\sin\frac{90^0}{z}} \quad (mm) \qquad (3.18)$$

Đường kính của ròng rọc và tang xích hàn được xác định:

Truyền động bằng tay: $D_x \geq 20d_x$ (mm)

Truyền động bằng máy: $D_x \geq 30d_x$ (mm)

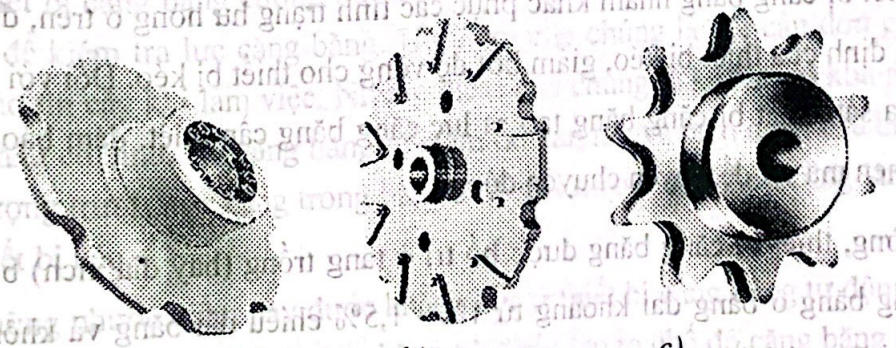
d_x- đường kính sợi thép chế tạo mắt xích (mm)

4. Phân loại

Theo tính chất truyền động:

Có thể chia đĩa xích thành 2 loại:

Đĩa xích chủ động (H3.13, H3.14b) còn gọi là đĩa xích truyền động, dùng để truyền lực kéo cho dây xích. Đĩa xích này thường bố trí ở cuối băng. Thông thường đĩa xích nhận mô men quay nhờ then truyền lực. Đôi khi được dẫn động bằng bánh răng.



a) b) c)

Hình 3.14. *Các loại đĩa xích dùng trong băng chuyền*

Scanned with CamScanner

Đĩa xích bị dẫn (H3.14a,c) là đĩa xích mà sự chuyển động của nó phụ thuộc theo sự chuyển động của xích và đĩa xích chủ động. Đĩa xích bị dẫn có thể là đĩa xích chuyển hướng hay đĩa căng xích.

Theo loại xích:

Theo loại xích, đĩa xích chia làm 2 loại là đĩa xích bản và đĩa xích hàn (H3.13b,c). Đĩa xích bản được sử dụng phổ biến, có kết cấu đa dạng phụ thuộc vào loại xích. Đĩa xích hàn dùng trong các băng chuyền xích ở môi trường ẩm ướt, điều kiện bôi trơn khó, (H3.13b,c).

Ngoài ra đĩa xích còn phân loại theo các cách khác như theo tính chất dùng chung hay chuyên dụng, theo chế tạo (có đĩa xích đúc, rập hay hàn), theo vật liệu (có đĩa gang, thép, chất dẻo), theo vật liệu vận chuyển (xây dựng, thực phẩm).

3.4. THIẾT BỊ CĂNG BĂNG

3.4.1. CÔNG DỤNG, PHÂN LOẠI VÀ CẤU TẠO

1. Công dụng

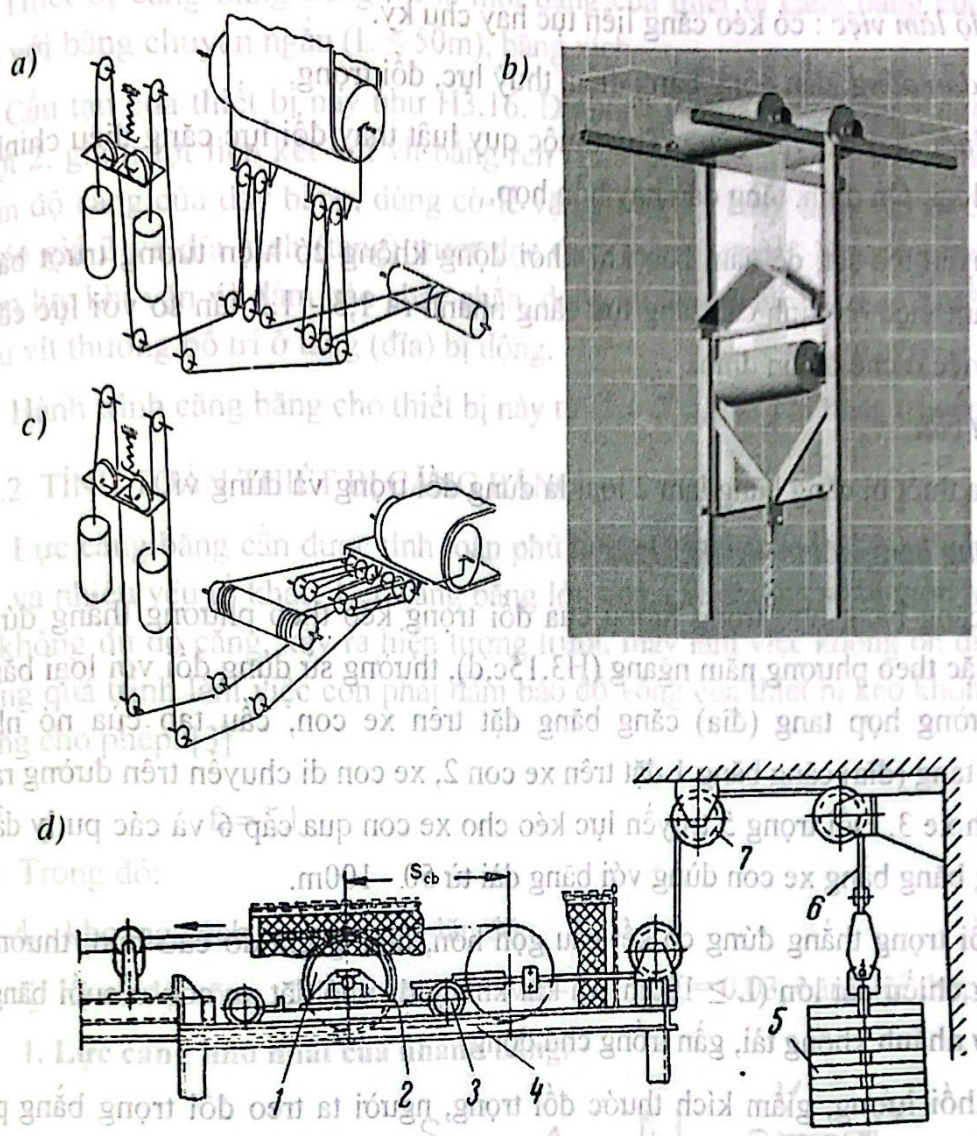
Trong các máy vận chuyển liên tục có thiết bị kéo là dây xích hay dây băng, chúng sẽ bị võng dưới tác dụng của khối lượng bản thân và hàng hoá, độ võng lớn sẽ làm thiết bị kéo va chạm vào các chi tiết cố định của máy, đồng thời gây trượt thiết bị kéo với chi tiết dẫn động (đĩa xích hay tang trống). Đặc biệt là ở truyền động ma sát dùng dây băng, mô men truyền từ cơ cấu dẫn động qua tang chủ động cho dây băng nhờ mô men ma sát. Lực ma sát cũng như mô men ma sát này phụ thuộc vào lực ép của dây băng lên tang trống.

Sử dụng thiết bị căng băng nhằm khắc phục các tình trạng hư hỏng ở trên, đảm bảo truyền động ổn định của thiết bị kéo, giảm bớt độ võng cho thiết bị kéo. Đối với thiết bị truyền động ma sát, thiết bị căng băng tạo ra lực căng băng cần thiết, đảm bảo đủ lực ma sát và mô men ma sát để truyền chuyển động.

Thông thường, thiết bị căng băng được bố trí ở tang trống (hay đĩa xích) bị động. Hành trình căng băng ở băng đai khoảng từ 1% - 1,5% chiều dài băng và không nhỏ hơn 400mm. Ở băng xích khoảng từ (1,6 - 2) . t_x.

Scanned with CamScanner

2. Phân loại và cấu tạo



Hình 3.15. Thiết bị căng băng bằng đối trọng

a. Theo nguyên lý hoạt động

Thiết bị căng băng có hai loại là căng cưỡng bức và căng tự động.

Thiết bị căng băng cưỡng bức có thể dùng tời cáp, hay dùng vít, trên đó có thể lắp lực kế để kiểm tra lực căng băng. Ưu điểm của chúng là kết cấu đơn giản, chắc chắn, đảm bảo tin cậy khi làm việc. Nhược điểm của chúng là không có khả năng duy trì lực căng băng cố định, lực căng băng bị giảm do đàn hồi và biến dạng của băng, dễ dẫn đến hiện tượng trượt. Lực căng trong băng thay đổi theo bước nhảy cũng làm giảm tuổi thọ của thiết bị kéo.

Những nhược điểm này được khắc phục ở thiết bị căng băng tự động (H3.15). Loại này có khả năng duy trì lực căng băng cố định, tạo ra chế độ căng băng hợp lý, tự động bù trừ độ đàn hồi và độ dãn dài băng. Nhưng có nhược điểm là kết cấu phức tạp, kích thước lớn.

Scanned with CamScanner

Thiết bị căng băng tự động có thể chia ra:

Theo chế độ làm việc : có kéo căng liên tục hay chu kỳ.

Theo kiểu dẫn động: dẫn động bằng điện, thuỷ lực, đối trọng.

Theo quy luật thay đổi lực căng: Tuỳ thuộc quy luật thay đổi lực căng điều chỉnh ở nhánh ra có 3 loại: Ổn định, tăng dần hay hỗn hợp.

Với bộ truyền ma sát, để đảm bảo khi khởi động không có hiện tượng trượt băng trên tang và làm việc ổn định cần tăng lực căng nhánh ra 1,3 - 1,5 lần so với lực căng băng khi làm việc ở chế độ ổn định.

b. Theo kết cấu

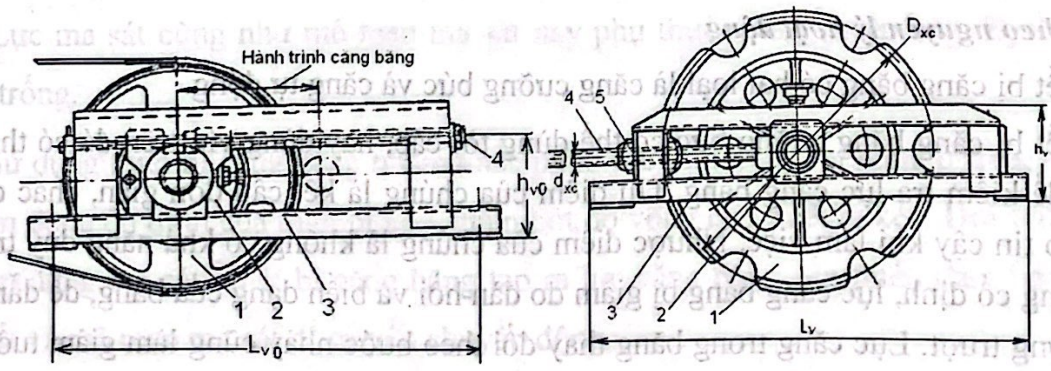
Có thể chia thiết bị căng băng làm 2 loại là dùng đối trọng và dùng vít.

Thiết bị căng băng đối trọng (H3.15):

Loại này căng băng nhờ trọng lượng của đối trọng kéo theo phương thẳng đứng (H3.15a,b), hoặc theo phương nằm ngang (H3.15c,d), thường sử dụng đối với loại băng dài. Trong trường hợp tang (đĩa) căng băng đặt trên xe con, cấu tạo của nó như (H3.15d) gồm tang (đĩa) căng băng 1 đặt trên xe con 2, xe con di chuyển trên đường ray 4 nhờ các bánh xe 3. Đối trọng 5 truyền lực kéo cho xe con qua cáp 6 và các pu ly dẫn hướng 7. Căng băng bằng xe con dùng với băng dài từ 50 - 100m.

Loại có đối trọng thẳng đứng có kết cấu gọn hơn, nhưng giá đỡ cao hơn, thường dùng cho băng chiều dài lớn (L ≥ 100m) và khi không đủ chỗ đặt xe con ở cuối băng, thường bố trí ở nhánh không tải, gần trống chủ động.

Để giảm khối lượng, giảm kích thước đối trọng, người ta treo đối trọng bằng pa lăng cáp giảm lực (H3.15a,b).



Hình 3.16. *Thiết bị căng băng bằng vít*
a- Dùng cho dây băng; b- Dùng cho dây xích:
1- Tang (đĩa xích) căng băng; 2- Giá trượt
3- Thanh trượt; 4- Vít; 5- Đai ốc.

Scanned with CamScanner

Thiết bị căng băng dùng vít (H3.16):

Thiết bị căng băng dùng vít là một dạng của thiết bị căng băng cưỡng bức, thích hợp với băng chuyền ngắn (L ≤ 50m), băng xích.

Cấu tạo của thiết bị này như H3.16. Đĩa xích (tang) căng băng 1 được lắp trên giá trượt 2, giá trượt liên kết với vít bằng ren H3.16a, hay khớp H3.16b. Khi cần tăng hay giảm độ căng của dây băng, dùng cờ-lê vặn vít 4 (H3.16a), hoặc đai ốc 5 (H3.16b), vít 4 kéo giá 2 và đĩa xích (tang) trượt dọc theo thanh trượt 3 làm căng thiết bị kéo. Để giảm lực khi vặn và đảm bảo chắc chắn, dùng vít có ren hình thang. Thiết bị căng băng kiểu vít thường bố trí ở tang (đĩa) bị động.

Hành trình căng băng cho thiết bị này từ (1,6-2).t_x đối với băng truyền động xích.

3.4.2. TÍNH TOÁN THIẾT BỊ CĂNG BĂNG

Lực căng băng cần được tính toán phù hợp với loại thiết bị kéo, chiều dài của băng tải, và nhiều yếu tố khác. Lực căng băng lớn quá, các chi tiết sẽ bị mòn nhanh, nhỏ quá sẽ không đủ độ căng, xảy ra hiện tượng trượt, máy làm việc không ổn định. Đồng thời trong quá trình làm việc còn phải đảm bảo độ võng của thiết bị kéo không vượt quá độ võng cho phép. [3]

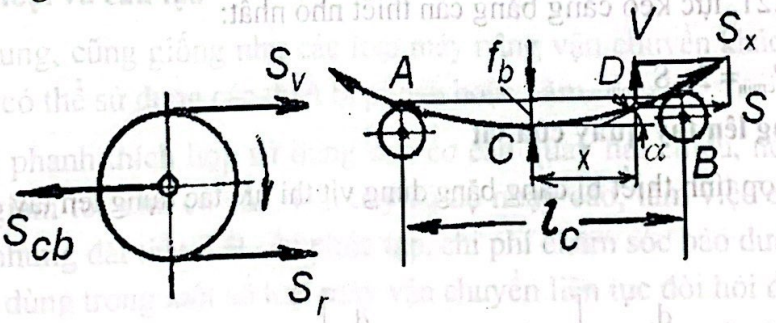
$$f_b = \zeta . l_c$$

Trong đó:

l_c - khoảng cách giữa hai con lăn đỡ;

ζ- hệ số độ võng, đối với băng đai vải - cao su $\zeta = 0,03$, băng lõi thép $\zeta = 0,012$.

1. Lực căng nhỏ nhất của nhánh băng:



Hình 3.17- Sơ đồ tính lực căng băng

Xét một đoạn băng nằm giữa hai con lăn A,B, H3.17. Tại vị trí D cách điểm thấp nhất C một đoạn x. Gọi lực căng tại điểm x là S_x, cân bằng lực căng tại x ta có:

$$\begin{cases} (q_0 + q_v) \, . \, x = S_x . \sin\alpha \\ S = S_x \, . \, \cos\alpha \end{cases}$$

Từ đó: $$tg\alpha = \frac{dx}{dy} = \frac{(q_0 + q_v).x}{S} \qquad (3.19)$$

Scanned with CamScanner

Rút ra: $$dy = \frac{(q_0 + q_v).x.dx}{S}$$

Tích phân phương trình trên từ 0 - $l_c/2$ ta được:

$$y_{max} = \frac{(q_0 + q_v).l_c^2}{8.S} \quad (3.20)$$

Từ đó ta có thể tính: $S_{cbmin} = \frac{(q_0 + q_v).l_c^2}{8.f_b}$ (3.21)

2. Lực kéo cần thiết của thiết bị căng băng

Lực kéo của thiết bị căng băng có thể xác định:

$$P_c = S_v + S_r \quad (3.22$$

Lực căng băng P_c có để ý đến lực cản do con trượt:

$$P_c = S_v + S_r + T_{ct}$$

Trong đó:

S_v, S_r: lực căng nhánh vào, nhánh ra;

T_{ct}: lực cản di chuyển con trượt.

Gần đúng có thể tính: $P_c = 1{,}1\ (S_1 + S_2)$ (3.2

Để hạn chế độ võng lớn nhất của dây băng trong một giới hạn cho phép, thườn nhánh có tải $y_{max} = 0{,}025l_c$, nhánh không tải $y_{max} = 0{,}04l_c$ thì các lực căng nhánh vào v nhánh ra có giá trị bằng nhau $S_v = S_r$. Khi đó từ 3.22 ta có $P_c = 2.S_v$.

Kết hợp với 3.21, lực kéo căng băng cần thiết nhỏ nhất:

$$P_{cmin} = 2\ .\ S_{cbmin}$$

3. Lực tác dụng lên tay quay của vít

Trong trường hợp tính thiết bị căng băng dùng vít thì lực tác dụng lên tay quay để qua vít được xác định:

$$F_T = k_L.\frac{d_1}{2.l_{tq}}.P_c.\left[tg(\beta_r + \rho) + \mu_v \frac{d_2}{d_1}\right] \quad (3.24$$

Trong đó:

k_L : hệ số phân phối lực, nếu 1 vít kéo $k_L = 1$; 2 vít kéo $k_L = 0{,}6 \div 0{,}7$ (do khó cân bằng lực hai vít kéo);

d_1 : đường kính ren vít;

d_2 : đường kính mặt tựa đầu vít $d_2 = (1{,}4 \div 1{,}5)d_1$;

l_{tq} : chiều dài tay quay;

β_r : góc nâng đường ren vít = $4 \div 6^0$;

Scanned with CamScanner

ρ : góc ma sát $\approx 6^o$;

μ_v : hệ số ma sát = 0,2 ÷ 0,25.

4. Trọng lượng đối trọng căng băng

Trường hợp dùng đối trọng với hệ pa lăng cáp thì trọng lượng đối trọng được xác định:

$$G = \frac{P_c}{\eta . i_p} \qquad (3.25)$$

Với: η : hiệu suất hệ pa lăng

i_p : bội suất hệ palăng

3.5. THIẾT BỊ PHANH VÀ HÃM

3.5.1. CÔNG DỤNG, CẤU TẠO VÀ PHÂN LOẠI

1. Công dụng

Trong quá trình hoạt động của các loại băng nghiêng, khi có sự cố đột ngột, động cơ bị dừng lại, dưới tác dụng của trọng lượng vật liệu còn lại trên thiết bị kéo có thể làm cho băng vận chuyển ngược lại xuống phía dưới. Chuyển động ngược của băng có thể gây đổ vỡ hàng hoá, vật liệu, gây nguy hiểm cho bản thân máy, và các máy móc thiết bị xung quanh, cũng như gây tai nạn cho người sử dụng. Để đảm bảo an toàn cho người, hàng hoá và phương tiện cần có thiết bị hãm.

2. Phân loại và cấu tạo

Nhìn chung, cũng giống như các loại máy nâng vận chuyển khác, máy vận chuyển liên tục đều có thể sử dụng các thiết bị phanh hoặc hãm.

Thiết bị phanh thích hợp sử dụng cho cơ cấu quay hai chiều, nó có khả năng giữ, dừng hoặc giảm tốc cho cơ cấu, loại này có độ nhạy cao, làm việc chắc chắn, mô men phanh lớn, nhưng đắt tiền, kết cấu phức tạp, chi phí chăm sóc bảo dưỡng nhiều. Thiết bị phanh được dùng trong một số loại máy vận chuyển liên tục đòi hỏi độ an toàn cao.

Thiết bị hãm tuy độ tin cậy không cao, độ nhạy thấp, nhưng cấu tạo đơn giản, giá thành thấp và rất phù hợp với tính chất vận chuyển hàng hoá một chiều của các loại máy vận chuyển liên tục nên được sử dụng khá phổ biến.

Theo nguyên lý làm việc thiết bị hãm có thể chia làm 2 loại: Thiết bị hãm ma sát và thiết bị hãm ăn khớp bánh cóc.

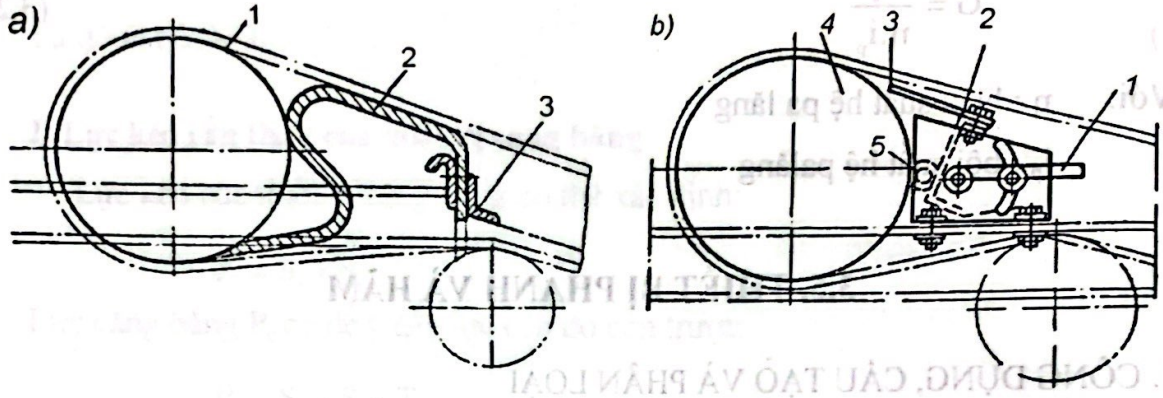
a. Thiết bị hãm ma sát

Hãm bằng tấm băng (H3.18a):

Gồm một đoạn tấm băng cao su 1, một đầu liên kết chặt vào thanh ngang 3 của khung băng chuyền, do có độ đàn hồi nhất định nên đầu tự do có xu hướng chèn vào

Scanned with CamScanner

khe hẹp giữa tang chủ động và dây băng. Ở trạng thái làm việc, tang chủ động 1 quay theo chiều thuận, do lực ma sát đầu tự do của tấm băng hãm bị đẩy tách xa khe giữa tang và dây băng. Khi có sự cố, tang 1 quay ngược chiều, cũng nhờ lực ma sát và lực đàn hồi của tấm băng hãm, đầu tự do của tấm băng hãm sẽ bị kéo chèn vào khe hẹp giữa tang và dây băng giữ tang và dây băng dừng lại.



Hình 3.18. Thiết bị hãm ma sát
a- Dùng tấm băng hãm; b- Dùng con lăn hãm.

Loại này có kết cấu đơn giản, rẻ tiền, dễ chế tạo và lắp đặt, nhưng có nhược điểm là đầu băng hãm bị mòn nhanh do cọ sát nhiều, cùng với thời gian nó cũng mất dần tính đàn hồi, vì thế hiệu quả sử dụng nhanh giảm, tuổi thọ của thiết bị không cao.

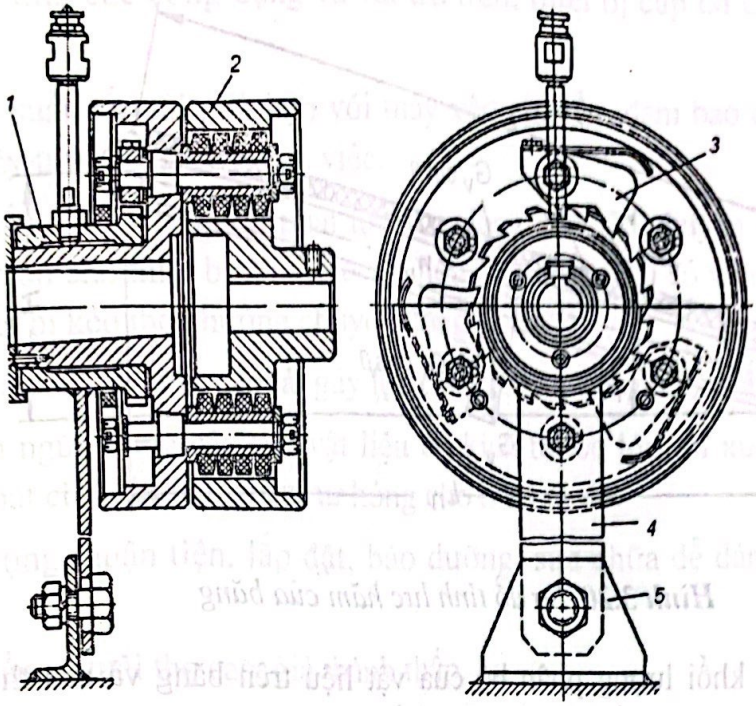
Hãm bằng trục hãm (H3.18b):

Còn gọi là hãm con lăn, gồm trục hãm 5 ở cuối tay đòn quay 1, được đặt vào khe giữa tang chủ động 4 và thanh thép chữ U nghiêng góc 2. Tất cả liên kết chặt vào khung của băng chuyền. Cũng tương tự như trên, khi dây băng di chuyển ngược lại, trục hãm 5 chêm vào giữa trống và thép chữ U nghiêng tạo nên mô men ma sát lớn, giữ tang chủ động và dây băng dừng lại. Để điều chỉnh lực hãm, cũng như tránh hiện tượng tự hãm có thể điều chỉnh mặt nghiêng cho phù hợp với loại thiết bị kéo và tình trạng sử dụng. Tấm chắn 3 có tác dụng che chắn vật liệu, bảo vệ cho thiết bị hãm băng.

b. Thiết bị cóc hãm (H3.19):

Ở những băng chuyền nằm nghiêng có chiều dài lớn và năng suất cao (>50T/h), thường sử dụng cơ cấu cóc hãm, cơ cấu hãm điện từ hay phanh hãm. Cơ cấu cóc hãm được sử dụng nhiều hơn. So với loại hãm bằng tấm băng hay trục hãm, cơ cấu cóc hãm có độ bền, tuổi thọ và độ tin cậy cao, chịu tải lớn, kết cấu gọn và không gây áp lực lớn cho trục tang hay đĩa xích. Nhưng có nhược điểm là khi làm việc gây tiếng gõ, kết cấu phức tạp, giá thành cao.

Scanned with CamScanner



Hình 3.19. Thiết bị cóc hãm

Kết cấu của thiết bị cóc hãm như H3.19. Bánh cóc 1 lắp trên giá 4 và khung cố định 5. Bộ phận cóc hãm 3 lắp với trục quay của tang (đĩa xích) chủ động bằng khớp đàn hồi 2. Khi băng chuyền làm việc bình thường, các cóc hãm 3 quay cùng tang (đĩa xích) chủ động, và trượt trên các răng bánh cóc 1. Khi có sự cố xảy ra, tang (đĩa xích) chủ động quay ngược lại, lúc này cóc 3 vào ăn khớp với răng bánh cóc, giữ cơ cấu dừng chuyển động.

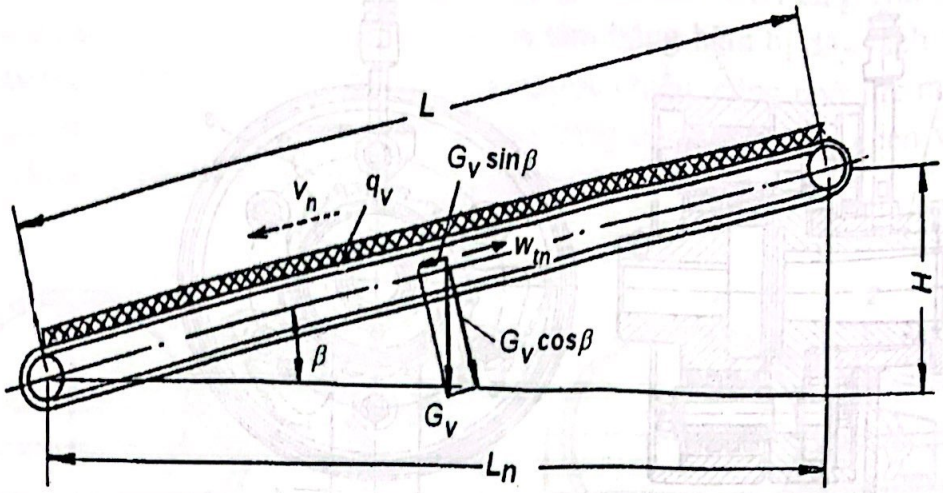
Để giảm va đập, số răng bánh cóc không nên chọn quá ít, và nên dùng 2-3 cóc hãm. Góc nghiêng của răng bánh cóc cần chọn lớn hơn góc ma sát của cóc hãm để tránh hiện tượng tự hãm.

3.5.2. TÍNH TOÁN LỰC PHANH HÃM

Khi vận chuyển vật liệu lên cao với góc nghiêng β, mà động cơ dừng đột ngột, phần vật liệu trên băng có xu hướng kéo băng tụt ngược trở lại. Lực cản ma sát giữa các chi tiết kéo với giá đỡ lúc này có tác dụng chống lại sự chuyển động ngược của băng. Hợp lực T_{ng} giữa trọng lượng vật liệu và lực ma sát chính là thành phần làm băng di chuyển ngược lại. T_{ng} sẽ lớn khi góc nghiêng lớn.

Xét đoạn băng nghiêng như H 3.20:

Scanned with CamScanner



Hình 3.20. Sơ đồ tính lực hãm của băng

Nếu gọi q_v, q_0 là khối lượng phân bố của vật liệu trên băng và của thiết bị kéo β - góc nghiêng băng, L - là chiều dài băng chuyền. Ta được:

Thành phần kéo ngược băng do trọng lực:

$$G_{vn} = q_v . L . g . \sin\beta$$

Thành phần lực cản ma sát khi chuyển động ngược lại của băng:

$$W = (q_v + 2q_0) . L . g . \cos\beta . \omega$$

Lực kéo ngược lại T_{ng} sẽ được xác định:

$$T_{ng} = G_{vn} - W_{tn} = L . g . \cos\beta . [q_v . (tg\alpha - \omega) - 2q_0] \quad (3.26$$

Thành phần T_{ng} tính theo công thức trên là cơ sở để tính toán thiết bị hãm. Để đảm bảo an toàn, lực hãm $T_{ha} > T_{ng}$ hay $T_{ha} \geq k_h . T_{ng}$; với k_h - Hệ số an toàn.

3.6. THIẾT BỊ CẤP TẢI VÀ RA TẢI

3.6.1. THIẾT BỊ CẤP TẢI

1. Công dụng và yêu cầu của thiết bị cấp tải

Thiết bị cấp tải có vai trò quan trọng trong các máy vận chuyển liên tục, nó đảm bảo khả năng vận chuyển của máy, góp phần tăng năng suất, hạ giá thành vận chuyển. Thiết bị cấp tải có thể điều chỉnh được lưu lượng dòng vật liệu vận chuyển, vật liệu cấp cho băng được dễ dàng, làm giảm va đập vật liệu với thiết bị kéo. Nhờ có thiết bị cấp liệu, rơi vãi vật liệu cũng được hạn chế. Thiết bị cấp tải hợp lý sẽ góp phần vào việc nâng cao độ bền, giảm công suất truyền động, giảm chấn động cho thiết bị kéo, cho kết cấu đỡ và các thiết bị khác.

Scanned with CamScanner

Để đáp ứng các công dụng và vai trò trên, thiết bị cấp tải cần thoả mãn các yêu cầu sau:

- Năng suất cấp tải phù hợp với máy vận chuyển, đảm bảo cung cấp đều đặn vật liệu cho máy trong quá trình làm việc.

- Kết cấu thiết bị cấp tải phải tạo cho dòng vật liệu chuyển động đúng tâm băng, giảm mài mòn cho thiết bị đỡ - kéo vật liệu, dòng vật liệu có vận tốc tương đương vận tốc của thiết bị kéo theo hướng chuyển động của băng.

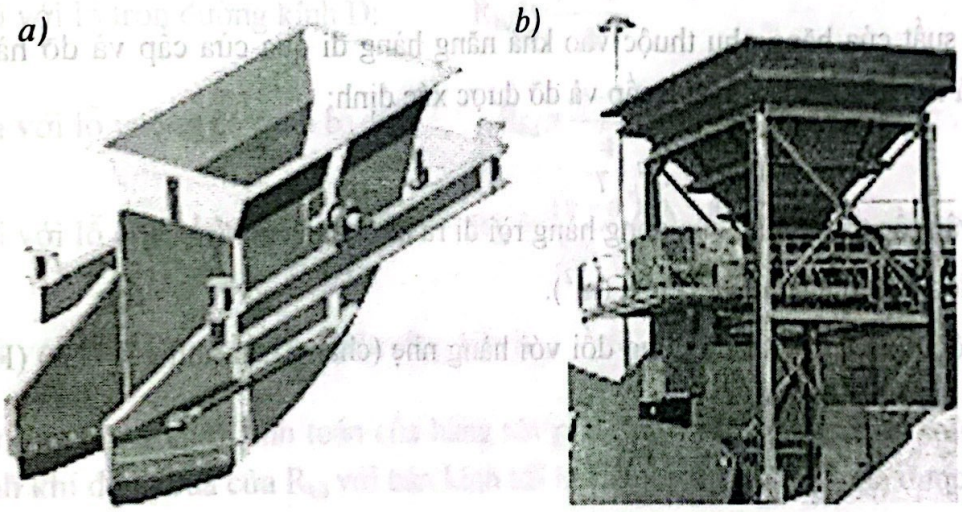
- Kết cấu của thiết bị cấp tải gây lực cản chuyển động nhỏ nhất cho máy.

- Ngăn ngừa được các cục vật liệu có kích thước lớn rơi xuống băng từ trên cao, giảm vụn nát cho vật liệu, giảm hư hỏng cho thiết bị đỡ.

- Sử dụng thuận tiện, lắp đặt, bảo dưỡng, sửa chữa dễ dàng, nhanh chóng, chi phí nhỏ.

- Độ bền và tuổi thọ cao, giá thành thấp.

2. Phân loại và cấu tạo



Hình 3.21. Thiết bị cấp tải
a- Máng cấp tải; b- Phễu cấp tải

Vật liệu được chất lên máy vận chuyển liên tục qua thiết bị cấp tải. Tuỳ theo đặc tính của vật liệu, máy vận chuyển và phương pháp nạp liệu mà các bộ phận cấp tải có cấu tạo khác nhau.

Đưa vật liệu đơn chiếc vào băng chuyền thường được thực hiện bằng cách đặt chúng vào mặt băng hoặc đưa chúng vào băng nhờ máng trượt phẳng hay xoắn ốc, hoặc dùng con lăn cấp liệu.

Đối với vật liệu rời, thiết bị cấp liệu thường có 2 loại:

Scanned with CamScanner

Máng cấp tải (H3.21a):

So với phễu cấp tải, loại này có kết cấu đơn giản, dễ chế tạo, giá thành rẻ. Tuỳ thuộc vào loại băng, kết cấu của chúng có thể là máng thẳng, máng cong, hay theo dạng khối hộp H3.21a, chế tạo từ thép tấm. Máng vào tải sử dụng khi năng suất nhỏ, vận tốc thấp, vận chuyển hàng nhẹ hay trung bình.

Phễu cấp tải (H3.21b):

Phễu cấp liệu sử dụng trong trường hợp năng suất băng tải lớn, vận chuyển vật liệu có kích thước và trọng lượng riêng lớn.

Thông thường, phễu cấp tải còn là phễu chứa vật liệu, loại này đảm bảo cung cấp dòng vật liệu ổn định cho máy vận chuyển. Tuy nhiên kết cấu khá phức tạp. Kết cấu của phễu có nhiều kiểu theo hình lăng trụ, hình tháp, hình chậu parabol...bằng thép tấm có khung đỡ (H3.21b).

Khi cần thiết, ở phễu cấp tải còn bố trí các thiết bị khác như thiết bị định lượng, thiết bị đánh tơi.

3. Năng suất của phễu cấp tải

Năng suất của băng phụ thuộc vào khả năng hàng đi qua cửa cấp và dỡ hàng của băng. Khả năng hàng đi qua cửa cấp và dỡ được xác định:

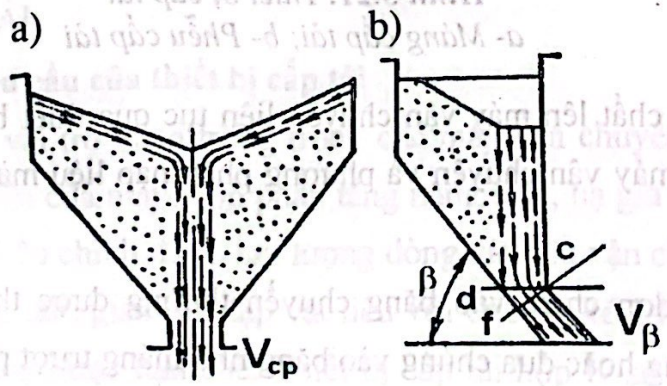
$$Q' = 3600 \cdot v_{cp} \cdot F_c \cdot \gamma \qquad (3.27$$

v_{cp} - vận tốc trung bình của dòng hàng rời đi ra khỏi cửa cấp. (m/s);

F_c - diện tích hiệu dụng của cửa (m^2).

Vận tốc dòng chảy thẳng đứng đối với hẳng nhẹ (chẳng hạn như cát khô) (H3.22a) được tính theo công thức:

$$v_{cp} = \xi \cdot \sqrt{3,2gR_{kd}} \qquad (3.28)$$



Hình 3.22. *Sự chảy của hàng khi đổ*
a- Hàng chảy thẳng đứng; b- Hàng chảy nghiêng.

Scanned with CamScanner

Trong đó:

ξ - hệ số chảy;

R_{kd} - bán kính khí động của cửa cấp.

$$R_{kd} = \frac{F_c}{L_{oc}}$$

L_{oc} - chu vi của cửa cấp được xác định bằng cách tính đến kích thước của các mẫu hàng rời tiêu biểu, (m).

F_c - diện tích hiệu dụng của cửa cấp có tính đến kích thước cục hàng rời (a') được xác định theo công thức sau:

Đối với lỗ tròn đường kính D: $F_c = \frac{\pi(D-a')^2}{4}$

Đối với lỗ vuông cạnh b: $F_c = (b - a')^2$ (3.29)

Đối với lỗ chữ nhật cạnh bxb$_1$: $F_c = (b - a')(b_1 - a')$

Bán kính khí động của cửa xả được xác định theo các công thức:

Đối với lỗ tròn đường kính D: $R_{kd} = \frac{D-a'}{4}$

Đối với lỗ vuông có cạnh b: $R_{kd} = \frac{b-a'}{4}$

Đối với lỗ chữ nhật có cạnh bxb$_1$: $R_{kd} = \frac{(b-a')(b_1-a')}{2(b+b_1-2.a')}$

Đối với cửa dạng khe có chiều rộng khe b_{kh}: $R_{kd} = \frac{b_{kh}-a'}{2}$

Vận tốc dòng chảy tính toán của hàng rời phụ thuộc vào tương quan so sánh giữa bán kính khí động của cửa R_{kd} với bán kính tới hạn R_{th}. Bán kính tới hạn được xác định theo công thức:

$$R_{th} = \frac{\tau_0 . f_B}{0,18}$$

Trong đó:

τ_0 - lực cản dịch chuyển ban đầu;

f_B - hệ số ma sát trong.

Nếu $R_{kd} \geq R_{th}$ thì vận tốc trung bình của dòng chảy được xác định:

$$v_{cp} = \xi . \sqrt{2g\left(1,6R_{kd} - \frac{\tau_0}{\gamma . f_B}\right)} \quad (3.30)$$

Scanned with CamScanner

Nếu $R_{kd} < R_{th}$ thì vận tốc trung bình của dòng chảy được xác định:

$$v_{cp} = \xi \cdot \sqrt{2g\left(2,1R_{kd} - \frac{3,4\tau_0}{\gamma}\right)}$$

Hệ số dòng chảy ξ bằng 0,55-0,65 đối với hàng hạt nhẹ và hàng bột, không chứa những mảnh vụn quá nhiều (chẳng hạn cát sông và sỏi đã phân loại, than đã phân loại, rửa và sấy khô) cũng như hạt ngô, thóc, lúa mỳ, kiều mạch v.v...

Hàng hạt to và cục thông thường có các dạng không đều, trong trạng thái khô có hệ số dòng chảy ξ bằng 0,3 - 0,5, ngoài ra hàng có lượng lớn các mảnh vụn (dạng bột và dạng bụi) cũng như hàng có các cục sắc nhọn có giá trị ξ nhỏ.

Hệ số dòng chảy ξ bằng 0,2 - 0,25 đối với hàng bụi, bột, hạt, mảnh nhỏ có số lượng lớn vụn dạng bột và hàng dạng bột ẩm. Độ ẩm của hàng hạt và hàng cục đã phân loại làm giảm hệ số dòng chảy không đáng kể.

Nếu luồng chảy của hàng hướng theo góc β so với phương nằm ngang H3.22b thì vận tốc dòng chảy xác định theo công thức:

$$v_\beta = v_{cp} \cdot \sin\beta \qquad (3.3$$

Trong đó:

v_{cp} - vận tốc dòng chảy của luồng thẳng xác định theo các công thức 3.28 và 3.3 đồng thời bán kính động lực R_{kd} được tính cho cửa quy ước là hình chiếu của cửa thực (cd) lên mặt phẳng (cf) vuông góc với phương của luồng chảy.

Đối với hàng dạng cục, kích thước bé nhất của cửa cấp tải xác định theo công thức

$$A_{min} \geq k_0'' . a' \qquad (3.3$$

$k_0'' = 4 - 5$ đối với hàng thông thường;

$k_0'' = 5 - 6$ đối với hàng đã phân loại.

Bảng 3.5. Công thức xác định kích thước cực tiểu của cửa với hàng độ rời kém

Dạng lỗ	Công thức tính toán
Hình tròn đường kính D và hình vuông có cạnh b	$A_{min} = D = \frac{4.(1+\sin\varphi).k_3.\tau_0}{\gamma} + a'$
Hình chữ nhật có các cạnh bxb$_1$	$A_{min} = \frac{2.(b_1 - a')(1+\sin\varphi).k_3.\tau_0}{(b_1 - a')\rho - 2.(1+\sin\varphi)k_3.\tau_0} + a'$
Khe có độ rộng b_{kh}	$A_{min} = b_{kh} = \frac{2.(1+\sin\varphi).k_3.\tau_0}{\gamma} + a'$

Scanned with CamScanner

Đối với hàng có độ rời kém kích thước bé nhất của cửa được tính theo công thức trong bảng 3.1. Trong đó k_3 là hệ số dự trữ k_3 =1,5 - 2,0; φ - góc ma sát trong.

Đối với hàng độ rời kém cũng cần thoả mãn điều kiện (3.32)

Chiều dài cửa cấp liệu có chi tiết kéo được tính theo công thức:

$$L_3 \geq \frac{v_e . b_0 . t_e}{\xi . (b_0 . t_e - F_{C.1})} \sqrt{\frac{2.h}{g}} \qquad (3.33)$$

Trong đó:

v_e - vận tốc của phần tử kéo dọc theo băng chuyền;

b_0 - độ rộng của cửa, thường gần bằng độ rộng máng của băng chuyền;

t_e - bước của phần tử kéo (xích, hay các lỗ trong băng đục lỗ);

F_{c1} - diện tích hình chiếu của thiết bị mang hàng, chất vật liệu cần chuyên chở, lên mặt phẳng của cửa xả trên độ dài 1 bước t_e;

h - độ cao của lớp hàng rời trong máng nằm ngang hay nghiêng ít (thoải) hoặc là kích thước bé nhất của máng trong băng thẳng đứng hay dốc đứng (dốc nhiều).

3.6.2. THIẾT BỊ RA TẢI

1. Công dụng

Thiết bị ra tải được dùng để dỡ hàng, vật liệu ra khỏi băng chuyền chuyển đến nơi tập kết. Thiết bị ra tải còn nhằm chuyển hướng cho hàng hoá, vật liệu, hoặc làm thiết bị cung cấp cho phương tiện thiết bị vận tải khác. Lựa chọn thiết bị ra tải hợp lý sẽ làm giảm gãy vỡ hàng hoá, vật liệu, đồng thời góp phần vào việc đảm bảo năng suất vận chuyển của máy vận chuyển, tạo điều kiện thuận lợi cho việc xếp, dỡ hàng lên các phương tiện khác, giảm lực cản chuyển động, giảm công suất truyền động cho động cơ.

Thiết bị cấp tải cần có năng suất phù hợp với máy vận chuyển, đảm bảo dòng vật liệu chuyển động ổn định, tránh va đập, tránh vụn nát vật liệu, giảm hư hỏng cho thiết bị chứa hoặc phương tiện vận chuyển tiếp theo. Kết cấu của thiết bị ra tải gây lực cản chuyển động nhỏ nhất cho máy. Thuận tiện sử dụng, lắp đặt, bảo dưỡng, sửa chữa, độ bền và tuổi thọ cao, giá thành thấp.

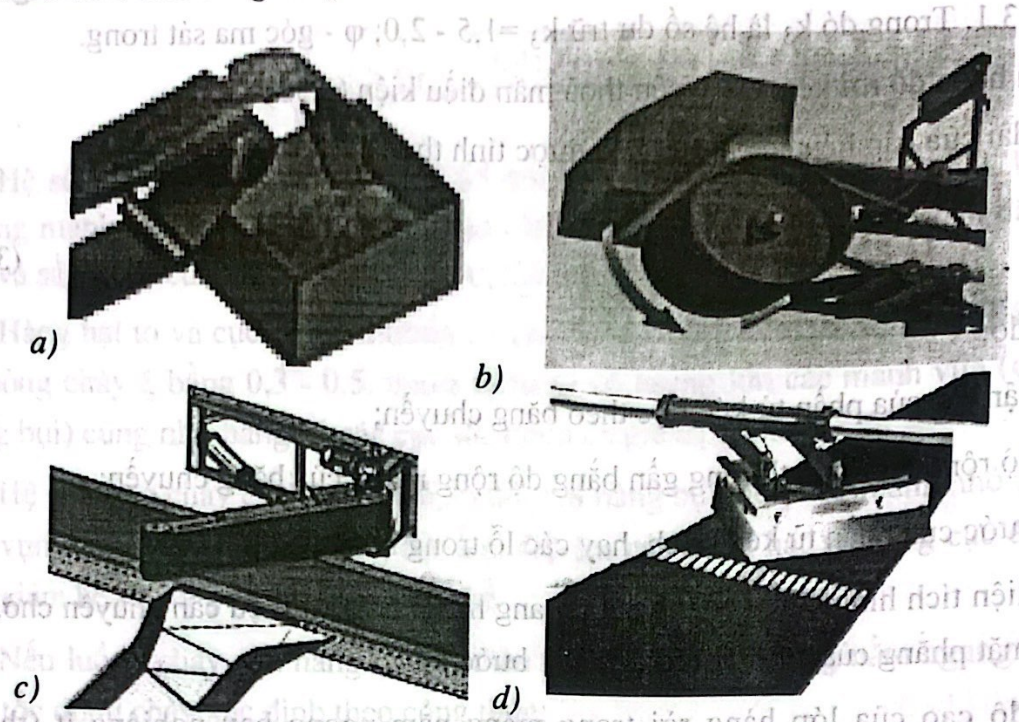
2. Phân loại

Tuỳ theo loại vật liệu, loại băng chuyền, vị trí dỡ tải trên băng chuyền, có thể có nhiều loại thiết bị dỡ tải khác nhau.

Thông thường, vật liệu, hàng hoá được dỡ ra khỏi băng chuyền theo các phương pháp sau:

Scanned with CamScanner

a. Dỡ tải ở đầu băng chuyền

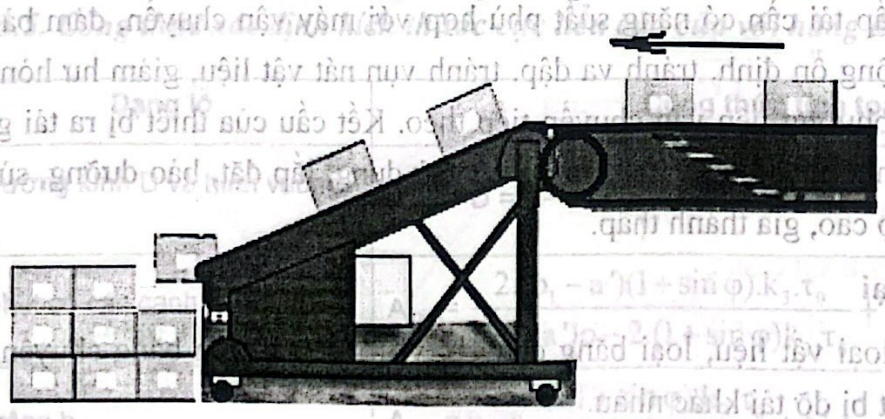


Hình 3.23. *Thiết bị dỡ hàng rời*
a- Dỡ tải qua tang không có máng chắn; b- Dỡ tải qua tang có máng chắn;
c- Dỡ tải bằng một thanh gạt; d- Dỡ tải bằng hai thanh gạt.

Đây là phương pháp đơn giản, có thể áp dụng dỡ vật liệu rời hay vật liệu khối ch nhiều loại băng. Vật liệu được dỡ ra khỏi băng là nhờ lực quán tính chuyển động củ vật liệu. Khi tới điểm cuối của băng, do quán tính, vật liệu tiếp tục chuyển động tách khỏi băng và rơi tự do (H.3.23a,b, H3.24).

Đối với vật liệu rời, khi cần dẫn hướng vật liệu, tránh bụi cho môi trường, người t sử dụng máng chắn (H.3.23b).

Với hàng bao kiện khi dỡ tải qua đầu băng, chúng có thể được chuyển tiếp sang cá thiết bị khác như mặt trượt, băng lăn, hay các phương tiện khác H3.24.



Hình 3.24. *Thiết bị dỡ hàng đơn chiếc qua đầu băng.*

Scanned with CamScanner

Để việc dỡ tải được dễ dàng, tránh hư hỏng vật liệu, cần lựa chọn hộp chắn vật liệu hay các thiết bị chuyển tiếp, phù hợp với điều kiện vật liệu sẽ tách rời khỏi tang theo công thức $\frac{v^2}{R.g} > 1$. Đồng thời các kích thước của chúng cần căn cứ vào chiều cao và quãng đường chuyển động của vật liệu khi ra khỏi tang trống:

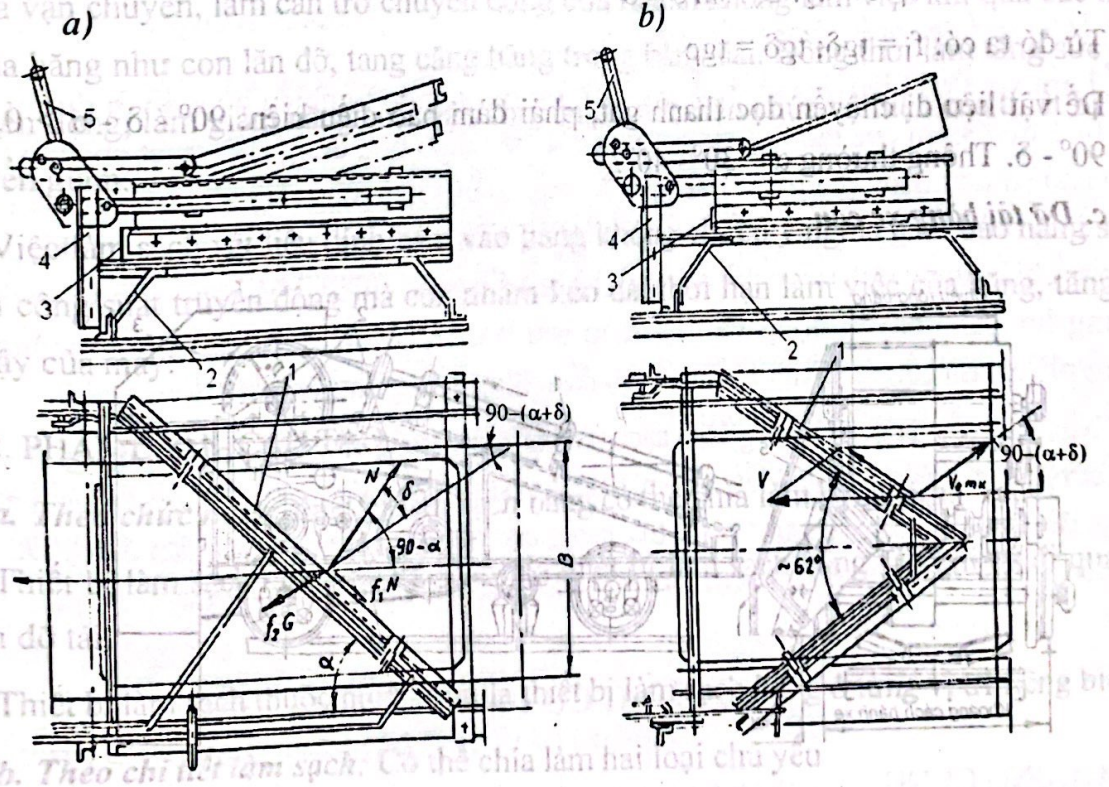
$$h_{r.max} = \frac{v^2.\sin^2\beta}{2.g}$$

$$L_{bx} = \frac{v^2.\sin 2\beta}{g}$$

b. Dỡ tải bằng thanh gạt:

Vật liệu có thể được dỡ ra khỏi băng ở vị trí bất kỳ bằng thanh gạt đặt cố định hay di động, chắn một phía (H3.23c, H3.25a), hay hai phía (H3.23d, H25b).

Dỡ tải bằng thanh gạt có kết cấu đơn giản, tiêu tốn năng lượng thấp nhưng có nhược điểm làm mòn bề mặt làm việc của băng, làm vụn nát vật liệu trước thanh gạt khi dỡ, đồng thời gây lực cản chuyển động lớn. Truyền động cho thanh gạt có thể bằng thủ công (H3.25), bằng động cơ điện hay thuỷ lực (H3.23c, d).



Hình 3.25. Sơ đồ thiết bị dỡ hàng rời bằng thanh gạt

Dỡ tải bằng thanh gạt một phía (H3.25a) dỡ tải về một bên của băng chuyền, có cấu tạo gồm thanh gạt 1 lắp tấm cao su chống mòn 3, đặt chéo trên mặt băng một góc nào đó,

Scanned with CamScanner

thanh gạt liên kết bản lề với thanh đứng 4 và được kéo lên nhờ tay đòn 5 khi không làm việc, phía dưới băng đỡ bằng giá 2. Kết cấu loại một thanh gạt đơn giản hơn loại hai thanh gạt, nhưng phát sinh lực ngang tác dụng lên băng, và làm lệch hướng chuyển động của thiết bị kéo. Góc chéo ảnh hưởng đến quá trình gạt hàng, đến lực cản chuyển động và lực ngang. Loại này thích hợp dùng cho vật liệu rời, dạng cục và vật liệu đơn chiếc.

Khi cần dỡ tải về hai phía, thanh gạt cấu tạo gồm hai thanh gạt hợp thành dạng chữ V nghiêng với trục dọc một góc như H3.25b. Tốt nhất là góc nghiêng khoảng $30^0 \div 40^0$. Thanh gạt 2 phía thường dùng cho vật liệu rời và dạng cục.

Khi di chuyển thanh gạt dọc theo băng, hướng chuyển động của vật liệu có thể xác định bằng sự cân bằng về lực.

Nếu gọi α là góc nghiêng của thanh gạt với trục băng, f_1- hệ số ma sát giữa vật liệu và thanh chắn, f_2- hệ số ma sát giữa vật liệu và băng, G_v-trọng lượng phần vật liệu, δ góc hợp bởi phương của lực tác động của vật liệu lên thanh gạt với phương vuông góc với thanh gạt, góc này có thể xác định bằng đồ thị và tốc độ di chuyển của vật liệu. Từ H3.25, ta có các phương trình cân bằng lực:

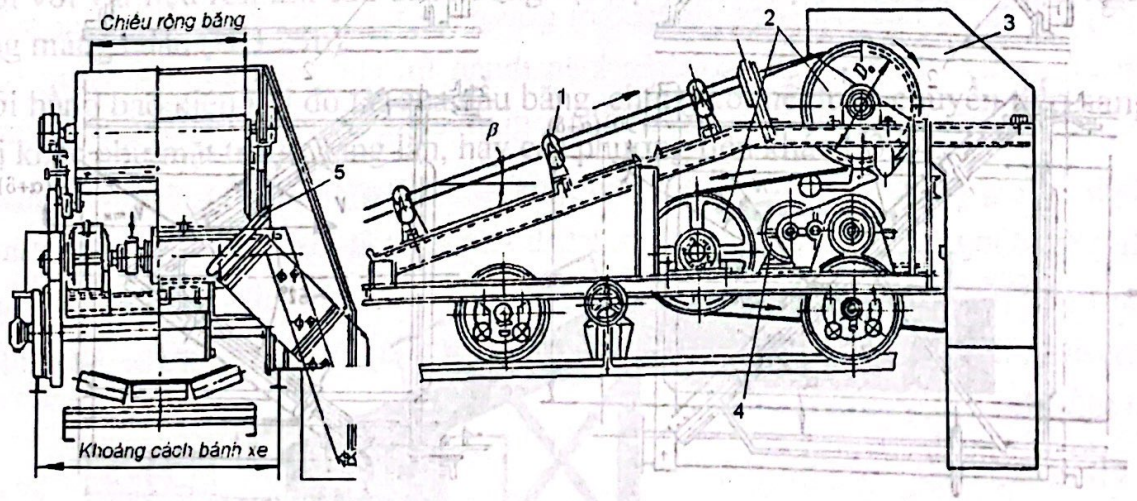
$$N - f_2 . G_v . \cos\delta = 0$$

$$f_1 . N - f_2 . G_v . \sin\delta = 0$$

Từ đó ta có: $f_1 = tg\delta$; $tg\delta = tg\rho$

Để vật liệu di chuyển dọc thanh gạt, phải đảm bảo điều kiện: $90^o - \delta - \alpha > 0$, hay $\alpha < 90^o - \delta$. Thông thường $\alpha = 30^o - 40^o$.

c. Dỡ tải bằng xe con



Hình 3.26. *Xe con dỡ tải*
1- Cụm con lăn ; 2- Tang trống ; 3- Máng ra tải;
4- Cơ cấu di chuyển xe; 5- Bộ phận điều chỉnh.

Scanned with CamScanner

Xe con hai trống dỡ hàng (H3.26), có thể dỡ tải ở bất kỳ chỗ nào trên băng. Loại này thích hợp sử dụng cho băng đai và chủ yếu dỡ vật liệu rời và khô.

Xe con dỡ tải có cấu tạo gồm các con lăn 1, hai tang chuyển hướng 2 lắp trên khung xe con. Để thay đổi vị trí làm việc, xe con có thể di chuyển cùng hay ngược chiều chuyển động dây băng nhờ tay quay, hoặc truyền động từ cơ cấu dẫn động 4. Vật liệu được đưa ra ngoài bằng máng 3 đặt bên cạnh băng, có thể bố trí ở 1 hay 2 bên băng chuyền. Bộ phận điều chỉnh 5 có tác dụng điều chỉnh vật liệu cho 2 máng của băng.

Thiết bị dỡ hàng bằng xe con có nhiều ưu điểm nên được sử dụng rộng rãi hơn so với các loại khác nhưng có nhược điểm là kết cấu phức tạp, chi phí công suất cho việc di động lớn và giá thành cao.

37. THIẾT BỊ LÀM SẠCH

3.7.1. CÔNG DỤNG

Thiết bị làm sạch được trang bị cho các băng chuyền vận chuyển vật liệu dính ướt. Trong quá trình vận chuyển, một phần vật liệu đó sẽ dính bám vào bề mặt của thiết bị đỡ và vận chuyển, làm cản trở chuyển động của nhánh không làm việc khi qua các thiết bị của băng như con lăn đỡ, tang căng băng trong băng đai. Đồng thời làm tăng sức cản chuyển động, làm giảm năng suất vận chuyển do tiết diện chứa vật liệu của thiết bị vận chuyển giảm.

Việc làm sạch vật liệu dính bám vào băng không chỉ có ý nghĩa đảm bảo năng suất, giảm công suất truyền động mà còn nhằm kéo dài thời hạn làm việc của băng, tăng độ tin cậy của máy.

3.7.2. PHÂN LOẠI - CẤU TẠO

a. Theo chức năng: thiết bị làm sạch băng có thể chia làm hai nhóm:

Thiết bị làm sạch thuộc nhóm chính là thiết bị làm sạch băng sau khi đã đi qua bộ phận dỡ tải.

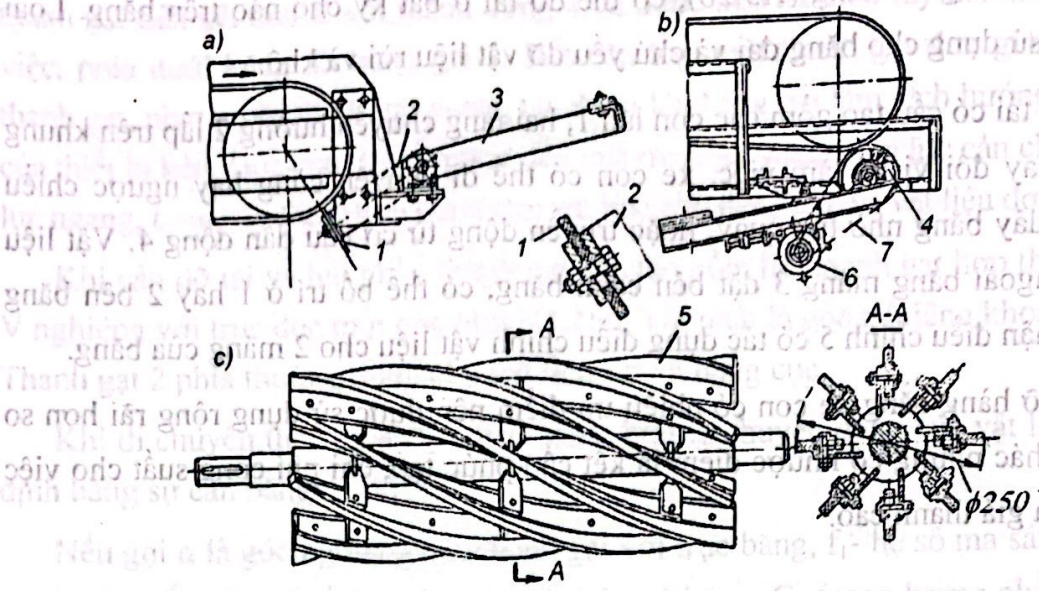
Thiết bị làm sạch thuộc nhóm phụ là thiết bị làm sạch băng ở từng vị trí riêng biệt.

b. Theo chi tiết làm sạch: Có thể chia làm hai loại chủ yếu

Thiết bị làm sạch bằng tấm gạt (cái nạo) (H3.27a):

Tấm gạt 1 được đặt dưới tang dỡ tải, dựa trên tay đòn 2 và ép chặt vào băng nhờ lò so hay trọng vật. Vật liệu được nạo sạch, hướng theo máng dẫn đổ vào thiết bị dỡ tải.

Scanned with CamScanner



***Hình 3.27.** Thiết bị làm sạch băng*
a- Dùng thanh gạt; b- Cơ cấu chổi quay; c- Chổi quay có lắp tấm cao su
1- Tấm gạt cao su; 2- Tay đòn; 3- Thanh ép; 4- Bánh đai;
5- Tấm chổi cao su; 6- Động cơ dẫn động; 7- Dây đai truyền động

Thiết bị làm sạch bằng tấm gạt có cấu tạo đơn giản, dễ chế tạo lắp đặt, nhưng k năng mài mòn và cản chuyển động cho thiết bị lớn.

Thiết bị làm sạch bằng chổi quét:

Làm sạch có hiệu quả tốt là dùng chổi hình trụ ghép từ nhiều bó sợi với đường kí sợi từ 2 đến 3mm chế tạo từ kaprôn. Khi vật liệu dính bết, dùng chổi quét chế tạo từ c tấm cao su uốn cong ghép lại theo các đường xoắn song song (H3.27c). Chổi quét đư dẫn động nhờ tang chủ động hay truyền động riêng. Chổi có thể quay cùng chiều ho ngược chiều quay của tang chủ động. Khi quay ngược chiều, khả năng nạo sẽ sạch h nhưng lực cản chuyển động và mài mòn lớn hơn. Vận tốc quay của chổi khoảng 2 vòng/ph. Sơ đồ cấu tạo thiết bị làm sạch dẫn động riêng như H3.27b.

Ngoài ra, để tăng khả năng làm sạch, ở loại băng dùng dây băng truyền động, người còn dùng tang, dùng con lăn kiểu vít hay kiểu đĩa để đỡ dây băng. Đồng thời với việc làm sạ băng, để tránh hiện tượng trượt băng trên tang, cần làm sạch bề mặt tang dẫn động. Để trán vật liệu không rơi vào mặt dưới của tấm băng cần lắp thêm tấm chắn bảo vệ.

3.8. ĐỘNG CƠ DẪN ĐỘNG

3.8.1. CÔNG DỤNG

Động cơ dẫn động có vai trò quyết định sự hoạt động của máy vận chuyển. Độn cơ dẫn động tạo ra cơ năng cung cấp cho các thiết bị làm việc của máy. Thông qua h thống truyền động (bộ truyền đai, hộp giảm tốc, hay bộ truyền xích, cáp...), nó truyề

Scanned with CamScanner

chuyển động và công suất cho thiết bị kéo hay thiết bị công tác của máy để thực hiện vận chuyển hàng hoá vật liệu. Động cơ còn dùng dẫn động cho các thiết bị khác của băng chuyền như thiết bị làm sạch, thiết bị dỡ tải...

3.8.2. PHÂN LOẠI

Động cơ dẫn động thông thường, được phân loại chủ yếu theo nguồn năng lượng cung cấp.

Theo cách này, các loại động cơ thường dùng bao gồm: động cơ đốt trong, động cơ điện, động cơ thuỷ lực, khí nén. Cũng có thể dùng các loại dẫn động kết hợp như điện - thuỷ lực, điện - khí nén, động cơ đốt trong - điện, động cơ đốt trong - điện - thuỷ lực.

Do tính chất ít di chuyển của các máy vận chuyển liên tục, động cơ đốt trong ít được sử dụng, động cơ điện được sử dụng nhiều nhất. Dẫn động thuỷ lực cũng có xu hướng được sử dụng nhiều, nhờ chúng ngày càng hoàn hảo về kỹ thuật, phù hợp với yêu cầu ngày càng cao của hệ thống dẫn động. Dẫn động khí nén thường được dùng ở những nơi có sẵn nguồn khí nén. Đây là nguồn dẫn động duy nhất trong các loại trên làm việc an toàn ở điều kiện dễ cháy nổ. Khí nén còn là nguồn năng lượng chủ yếu trong máy vận chuyển liên tục kiểu khí ép.

Các loại thiết bị dẫn động trên được giới thiệu kỹ trong các tài liệu khác. Ở đây chỉ đề cập tới những vấn đề cần thiết khi lựa chọn động cơ dẫn động cho băng chuyền.

1. Động cơ điện (H3.28a) [6]

Động cơ điện được sử dụng rộng rãi trong các máy vận chuyển liên tục. So với các loại động cơ khác, loại này có hiệu suất cao (80%), kết cấu gọn nhẹ, khởi động nhanh, chịu vượt tải tương đối tốt, giá thành hạ, làm việc tin cậy, dễ tự động hoá, điều kiện vệ sinh công nghiệp tốt. Tuy nhiên, loại này khó thay đổi tốc độ quay, mô men khởi động nhỏ, phải có nguồn và mạng lưới cung cấp điện, và cần có thiết bị bảo vệ và biện pháp an toàn tốt.

Trong các máy vận chuyển liên tục có thể dùng các loại động cơ điện xoay chiều cũng như một chiều. Động cơ điện xoay chiều có kích thước và trọng lượng nhỏ hơn so với động cơ điện một chiều, giá thành hạ, cấu tạo đơn giản, độ tin cậy cao hơn vì vậy được sử dụng rộng rãi hơn.

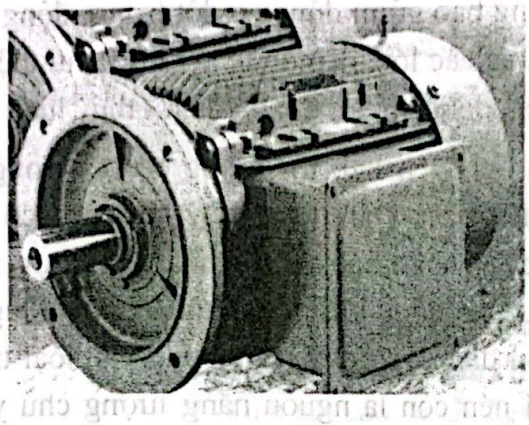
Để đáp ứng các yêu cầu về an toàn và độ tin cậy khi làm việc dài hạn của hệ truyền động điện, nâng cao tuổi thọ các khí cụ điều khiển nên dùng các khí cụ phi tiếp điểm thay cho các khí cụ tiếp điểm (rơ le, công tắc tơ). Các khí cụ phi tiếp điểm đó có thể chế tạo, lắp ráp từ các phần tử điện từ, điện tử và bán dẫn.

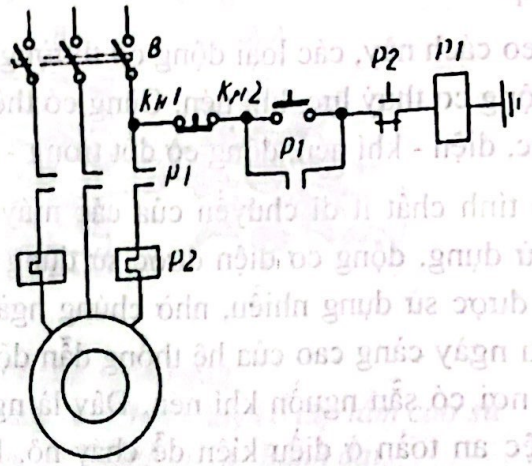
Chế độ làm việc của máy vận chuyển liên tục là chế độ làm việc dài hạn với phụ tải hầu như không đổi. Theo yêu cầu vận chuyển, trừ những băng chuyền có yêu cầu riêng hay ở hệ thống vận chuyển phối hợp, phần lớn các máy vận chuyển liên tục không đòi hỏi về điều chỉnh tốc độ.

Scanned with CamScanner

Hệ thống truyền động của máy vận chuyển liên tục cần đảm bảo khởi động đầy tải. Mô men khởi động của động cơ $M_{kd} = (1,6 - 1,8)M_{dn}$. Bởi vậy, nên chọn động cơ điện có hệ số trượt cao, rãnh stato sâu để có mô men mở máy lớn.

Nguồn cung cấp điện cho động cơ cần có dung lượng đủ lớn, nhất là đối với động cơ có công suất ≥ 30 kW, để khi mở máy không ảnh hưởng đến lưới điện và quá trình khởi động được nhẹ nhàng và dễ dàng hơn.





a) *b)*

***Hình 3.28.** Động cơ điện và sơ đồ truyền động điện*

Khi tính toán, lựa chọn truyền động điện cho hệ thống băng chuyền cần tuân theo nguyên tắc:

1- Thứ tự khởi động các băng chuyền ngược chiều với dòng chuyển dịch vật liệu.

2- Dừng băng tải bất kỳ nào đó chỉ được phép khi băng chuyền trước nó đã dừng.

3- Phải có cảm biến về tốc độ của mỗi băng chuyền và các cảm biến báo có tải trên băng hoặc các thùng chứa.

Sơ đồ nguyên lý truyền động điện đơn giản như H3.28b. Đóng áp tô mát B, dòng điện được cấp vào mạch động lực và mạch điều khiển. Khi ấn nút khởi động KH2, khởi động từ P1 làm việc đóng các tiếp điểm thường mở P1, dòng điện được cấp vào động cơ. Nút KH1 dùng ngắt mạch hoặc dùng ngắt khẩn cấp. Rơ le P2 dùng bảo vệ cho động cơ khi quá tải.

Công suất cần thiết của động cơ được xác định theo công thức:

$$N = \frac{k_z N_B}{\eta}$$

N_B - công suất trên trục của thiết bị dẫn động: $N_B = \frac{\sum W_i}{\eta_0}.v$;

η_0 - hiệu suất của hệ thống truyền động có tính đến hiệu suất của tang dẫn.

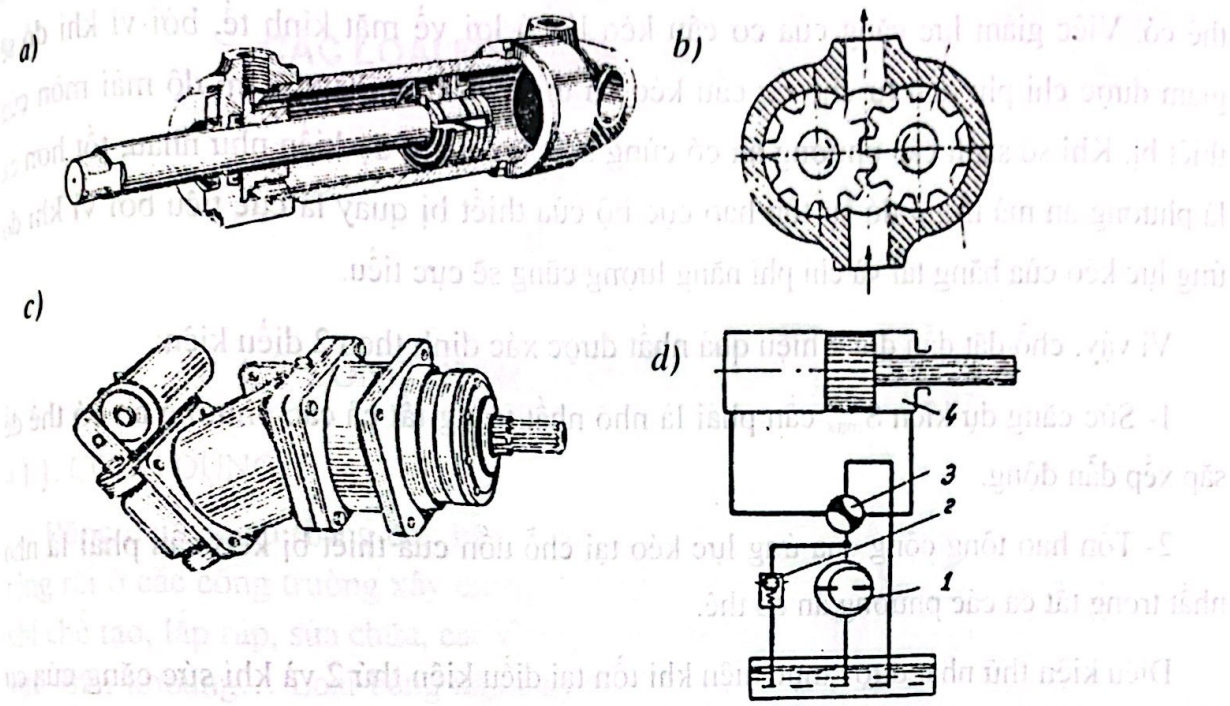
k_z - hệ số dự trữ;

$\sum W_i$ - tổng lực cản chuyển động của băng.

Scanned with CamScanner

2. Động cơ thuỷ lực

Động cơ thuỷ lực (H3.29) là thiết bị thuỷ lực dùng biến năng lượng của dòng chất lỏng thành cơ năng công tác dẫn động cho các cơ cấu của máy.



Hình 3.29. Động cơ thuỷ lực

Ưu điểm của động cơ thuỷ lực là khả năng sinh công và truyền lực lớn, có thể điều chỉnh vô cấp và êm tốc độ chuyển động của bộ phận công tác trong phạm vi rộng, dễ bảo vệ khi quá tải, dễ thực hiện tự động hoá điều khiển cơ cấu, dễ bố trí thiết bị. Nhưng nhược điểm là hiệu suất chung của hệ thống tương đối thấp, dễ gây nguy hiểm khi sử dụng, công nghệ chế tạo đòi hỏi độ chính xác cao, môi chất công tác có yêu cầu kỹ thuật khắt khe và giá thành thiết bị cao.

Trong máy vận chuyên liên tục chủ yếu sử dụng các loại động cơ và thiết bị truyền động thuỷ lực thuỷ tĩnh. Động cơ thuỷ lực thuỷ tĩnh có 3 loại chủ yếu là động cơ kiểu xi lanh (H3.29a), động cơ rô to (H3.29b), và động piston rôto (H3.29c).

Cấu tạo và nguyên lý hoạt động của hệ thống thuỷ lực thuỷ tĩnh về cơ bản theo sơ đồ đơn giản H3.29d. Khi bơm dầu 1 làm việc, dầu từ thùng dầu theo đường ống vào bộ (van) phân phối 3, qua van phân phối, dầu cao áp vào động cơ (xi lanh thuỷ lực) 4 làm piston chuyển động, truyền cơ năng tới thiết bị công tác của máy, thực hiện nâng, vận chuyển vật liệu. Dầu đã dùng theo đường dầu hồi về thùng chứa. Van an toàn 2 đảm bảo an toàn cho hệ thống khi áp lực dầu quá lớn hoặc đường ống bị tắc nghẽn.

Ngoài ra, để đảm bảo hệ thống hoạt động ổn định, tin cậy, hệ thống thuỷ lực còn có các thiết bị khác như van tiết lưu, đồng hồ áp lực...

Scanned with CamScanner

3.8.3. CHỌN VỊ TRÍ DẪN ĐỘNG

Tiêu chuẩn cơ bản của việc chọn vị trí dẫn động hiệu quả nhất là đạt được giá trị cực tiểu của lực căng lớn nhất ở cơ cấu kéo trong tất cả các phương án đặt dẫn động có thể có. Việc giảm lực căng của cơ cấu kéo là có lợi về mặt kinh tế, bởi vì khi đó sẽ giảm được chi phí đầu tư cho cơ cấu kéo và thiết bị quay, làm giảm độ mài mòn của thiết bị. Khi so sánh các phương án có cùng một lực căng dự kiến như nhau, tốt hơn cả là phương án mà trong đó sự tổn hao cục bộ của thiết bị quay là cực tiểu bởi vì khi đó ứng lực kéo của băng tải và chi phí năng lượng cũng sẽ cực tiểu.

Vì vậy, chỗ đặt dẫn động hiệu quả nhất được xác định theo 2 điều kiện:

1- Sức căng dự kiến S_{max} cần phải là nhỏ nhất trong tất cả các phương án có thể của sắp xếp dẫn động.

2- Tổn hao tổng cộng của ứng lực kéo tại chỗ uốn của thiết bị kéo cần phải là nhỏ nhất trong tất cả các phương án có thể.

Điều kiện thứ nhất được thực hiện khi tồn tại điều kiện thứ 2 và khi sức căng của cấu kéo tại điểm chạy ra khỏi phần tử dẫn động S_r có thể gần với giá trị cực tiểu cho phép S_{min}. Trong trường hợp lý tưởng $S_r = S_{min}$.

Nhìn chung, việc xác định chỗ đặt dẫn động hiệu quả nhất được thực hiện bằng cách xây dựng một giản đồ sức căng của cơ cấu kéo.

Trong băng chuyền không có phần thẳng đứng và phần dốc, đẳng thức có thể thực hiện khi đặt dẫn động tại điểm bất kỳ của tuyến đường.

Trong băng chuyền chỉ chứa những phần nằm ngang và dốc thoải cả hai điều kiện trên được thực hiện khi đặt dẫn động ở đầu của phần chịu tải của cơ cấu kéo.

Trong băng chuyền có chứa phần thẳng đứng và dốc, chỗ đặt dẫn động hiệu quả nhất được xác định bằng cách tính toán theo từng điểm (bắt đầu từ điểm dưới của phần dốc hay thẳng đứng không tải của cơ cấu uốn) tại đó sức căng là cực tiểu S_{min}.

Cùng với việc xác định vị trí đặt cơ cấu dẫn động tốt nhất, vị trí căng băng cũng cần lựa chọn thích hợp. Có thể đặt thiết bị căng băng ở mọi vị trí của băng, song tốt hơn cả là đặt tại điểm mà sức căng của thiết bị kéo là cực tiểu. Vị trí cực tiểu xác định theo giản đồ lực căng băng.

Scanned with CamScanner

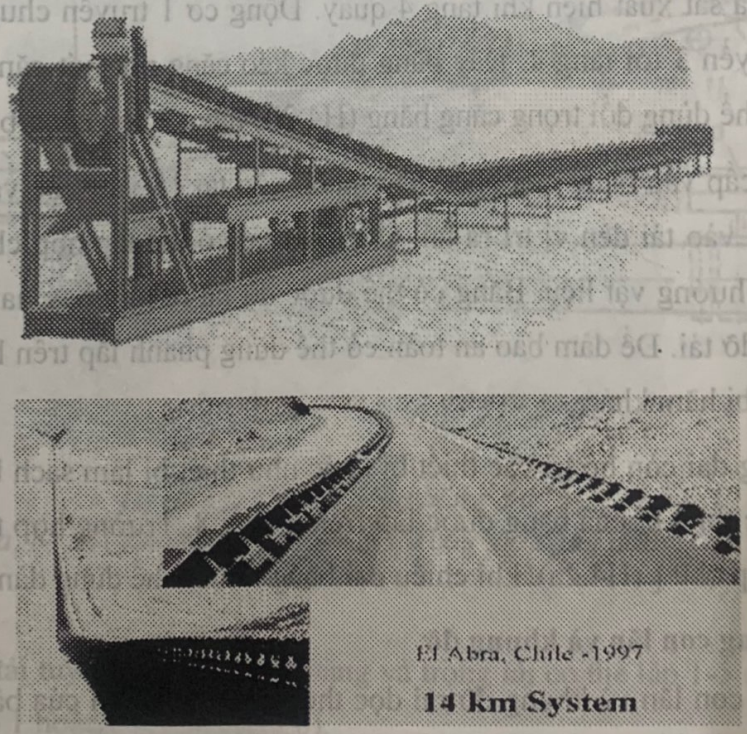
PHẦN 2
CÁC LOẠI MÁY VẬN CHUYỂN LIÊN TỤC

Chương 4
BĂNG ĐAI

4.1. CÔNG DỤNG CẤU TẠO VÀ PHÂN LOẠI

4.1.1. CÔNG DỤNG

Băng đai cao su (băng đai, băng tải) là loại máy vận chuyển liên tục được sử dụng rộng rãi ở các công trường xây dựng, xí nghiệp sản xuất vật liệu xây dựng, nhà máy cơ khí chế tạo, lắp ráp, sửa chữa, các kho vật liệu, kho hàng hoá, các nhà ga, bến cảng khu vực khai khoáng… Loại băng này được sử dụng để vận chuyển vật liệu rời, vụn như cát, sỏi, than đá, xi măng, hay hàng đơn chiếc như hàng bao, hộp, hòm, kiện theo phương nằm ngang hay phương nghiêng có góc nghiêng không lớn lắm với khoảng cách vận chuyển lớn H4.1.



a)

b)

***Hình 4.1**. Băng đai vận chuyển vật liệu rời*

Scanned with CamScanner

Băng đai cao su có kết cấu đơn giản, chiều dài vận chuyển lớn, năng suất cao, tiêu hao năng lượng ít, dễ điều khiển, giá thành chế tạo cũng như giá thành vận chuyển rẻ. Tuy nhiên dây băng dễ bị hư hỏng do va chạm, cọ sát với vật liệu, do tác dụng của nhiệt độ, hoá học, và các tác động khác của môi trường xung quanh, đồng thời góc nghiêng của băng không lớn và không thể vận chuyển hàng theo đường lượn cong được.

Thông số kỹ thuật của băng đai thường được tiêu chuẩn hoá, gồm năng suất, vận tốc vận chuyển, kích thước tuyến đường.

Loại băng tải sử dụng nhiều nhất thường có chiều rộng băng từ 400mm ÷ 2000mm, tốc độ từ 0,8 ÷ 5m/s. Chiều dài vận chuyển trung bình của băng từ 25 ÷ 100m. Loại băng chuyên dụng có chiều rộng băng 2400mm ÷ 3200mm, tốc độ băng 5 ÷ 8m/s, năng suất đạt tới 20.000 ÷ 25.000T/h. Chiều dài băng phụ thuộc vào độ bền dây băng và sự gián đoạn của nó và có thể tới 1000m. Khi cần vận chuyển hàng hoá với khoảng cách xa, người ta dùng nhiều băng tải nối tiếp nhau, chiều dài vận chuyển theo phương ngang đạt từ 5 - 10km với dây băng có độ bền cao, H4.1b là băng đai có chiều dài vận chuyển 14 km.

4.1.2. CẤU TẠO VÀ NGUYÊN LÝ HOẠT ĐỘNG

Băng đai có cấu tạo như H4.2, gồm vòng dây băng kín 5, được đỡ bằng các con lăn nhánh làm việc 9, nhánh không làm việc 10, mắc vòng qua tang chủ động 4 và tang bị động 6. Dây băng vừa là bộ phận kéo, vừa là bộ phận đỡ vật liệu. Nó chuyển động được là nhờ lực ma sát xuất hiện khi tang 4 quay. Động cơ 1 truyền chuyển động qua khớp nối 2, bộ truyền 3 tới tang 4. Dây băng được kéo căng nhờ vít căng băng 7, khi hành trình lớn có thể dùng đối trọng căng băng (H4.2b) hay xe con căng băng 17 (H4.2c).

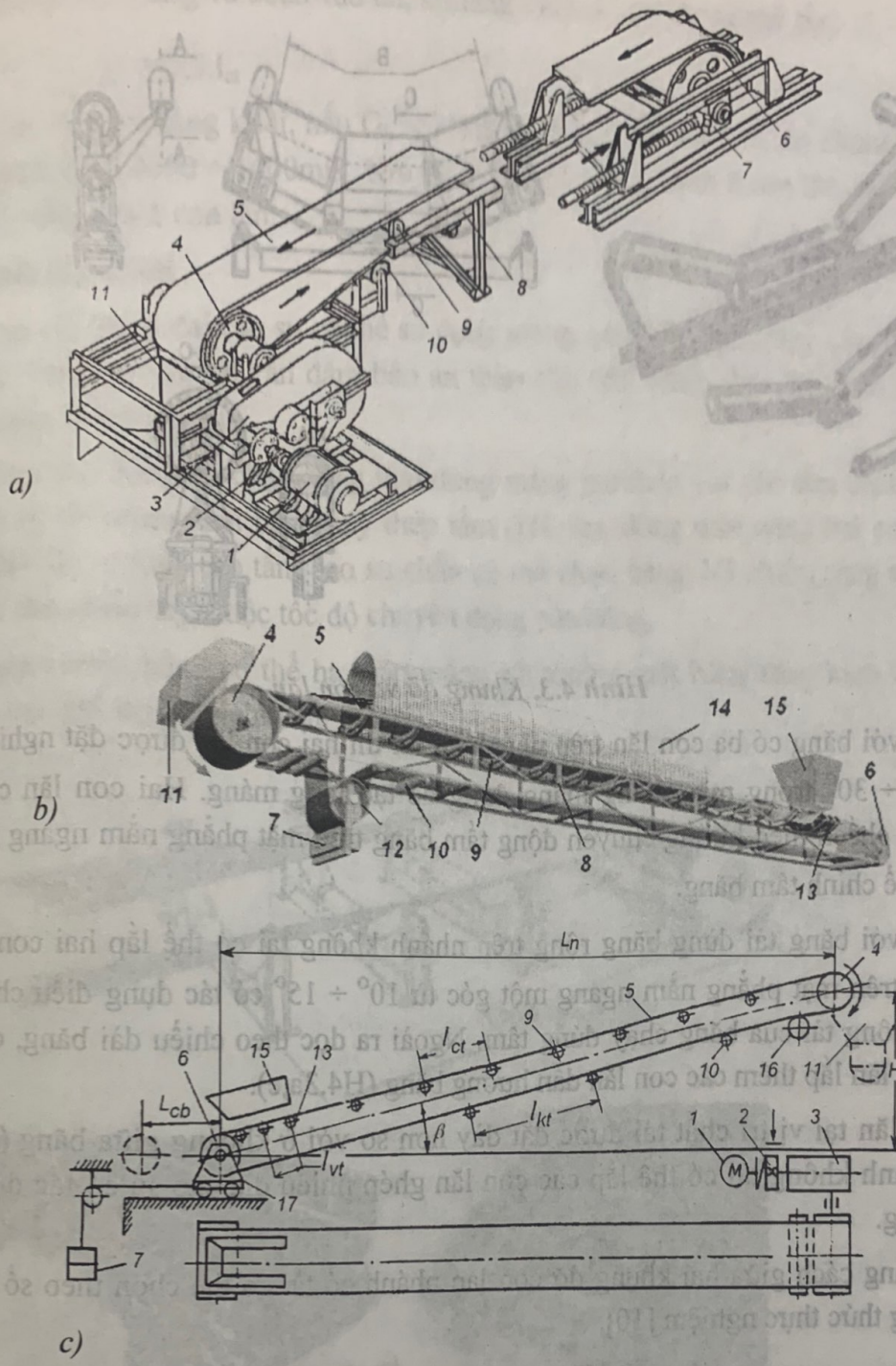
Vật liệu cấp vào băng qua phễu hay máng vào tải 15 và được vận chuyển theo dây băng từ vị trí vào tải đến vị trí ra tải. Ở đầu ra tải có thể lắp hộp chắn 11 để tránh bụi bặm hay dẫn hướng vật liệu. Băng có thể được dỡ tải ra một hay hai bên nhờ thanh gạt hoặc xe con dỡ tải. Để đảm bảo an toàn có thể dùng phanh lắp trên khớp nối 2 (H4.2c), hay các thiết bị hãm khác.

Trên băng đai còn bố trí các thiết bị khác như thiết bị làm sạch băng, bộ phận chắn vật liệu... Các thiết bị của băng được lắp trên khung 8. Trường hợp tải trọng nhỏ có thể dùng dầm thép chữ [(H4.2a), khi chiều dài băng lớn có thể dùng dàn thép (H4.2b).

1. Hệ thống con lăn và khung đỡ

Hệ thống con lăn và khung đỡ rải dọc theo suốt chiều dài của băng. Tất cả các con lăn được gắn trên khung đỡ (H3.8,b,c, H4.3b,e), khung đỡ gồm các thép [hay thép góc hàn lại. Khung này lắp với khung băng bằng bu lông hay hàn.

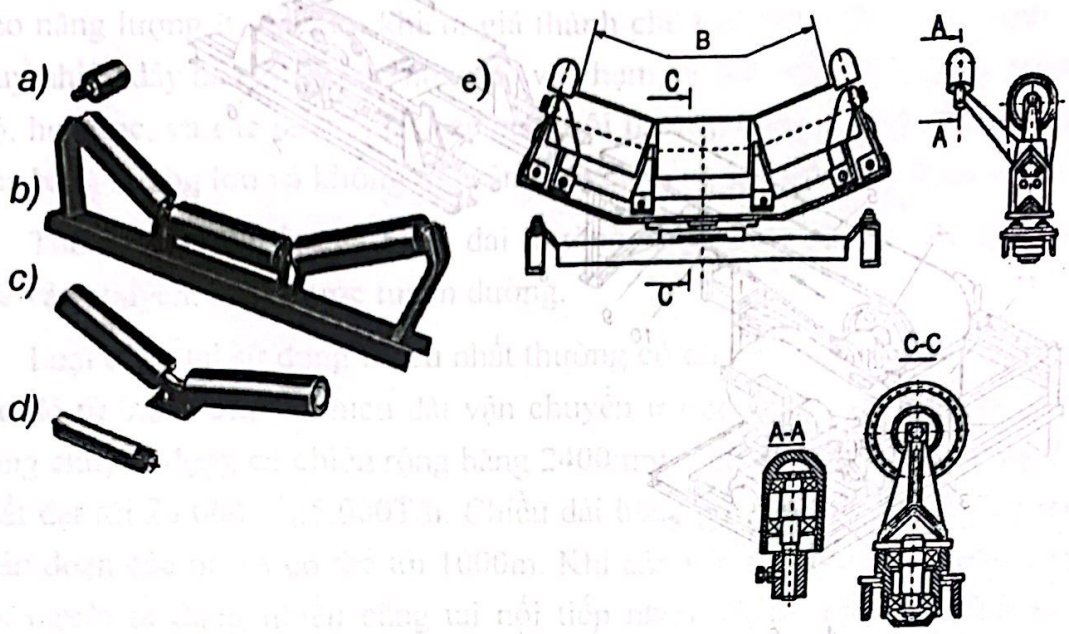
Scanned with CamScanner



Hình 4.2. *Cấu tạo của băng đai*
a, b- Kết cấu băng đai; c- Sơ đồ cấu tạo băng đai.

Trên nhánh có tải tuỳ theo chiều rộng băng và trọng tải có thể lắp 1-5 con lăn. Trên nhánh không tải lắp 1 hoặc 2 con lăn (H3.8).

Scanned with CamScanner



Hình 4.3. Khung đỡ và con lăn

Đối với băng có ba con lăn trên nhánh có tải thì hai con lăn được đặt nghiêng một góc $20^o \div 30^o$ trong mặt phẳng thẳng đứng để tạo lòng máng. Hai con lăn cạnh này được đặt chếch theo hướng chuyển động tấm băng trên mặt phẳng nằm ngang một góc $2^o \div 3^o$ để chỉnh tâm băng.

Đối với băng tải dùng băng rộng trên nhánh không tải có thể lắp hai con lăn đặt nghiêng trên mặt phẳng nằm ngang một góc từ $10^o \div 15^o$ có tác dụng điều chỉnh cho nhánh không tải của băng chạy đúng tâm. Ngoài ra dọc theo chiều dài băng, cách vài hàng con lăn lắp thêm các con lăn dẫn hướng băng (H4.3a,e).

Con lăn tại vị trí chất tải được đặt dày hơn so với ở khoảng giữa băng (H4.2c). Trên nhánh không tải có thể lắp các con lăn ghép nhiều đĩa cao su có tác dụng làm sạch băng.

Khoảng cách giữa hai khung đỡ con lăn nhánh có tải có thể chọn theo sổ tay hay theo công thức thực nghiệm [10]:

$$l_{ct} = A_{cl} - 0{,}625B \qquad (4.1)$$

Trong đó:

A_{cl} - hằng số phụ thuộc vào khối lượng riêng của vật liệu.

Khi khối lượng riêng $\gamma \leq 1{,}0$ T/m^3 thì $A_{cl} = 1750$mm

Khi khối lượng riêng $\gamma = 1{,}0\text{-}1{,}5$ T/m^3 thì $A_{cl} = 1640$mm

Khi khối lượng riêng $\gamma = 1{,}5\text{-}2{,}0$ T/m^3 thì $A_{cl} = 1550$mm

Ở nhánh không tải, khoảng cách giữa hai khung đỡ con lăn có thể lấy:

$$l_{kt} = 2.l_{ct} \qquad (4.2)$$

Scanned with CamScanner

Ở đoạn lồi của băng và đoạn vào tải, khoảng cách 2 con lăn có thể lấy:

$$l_{kt} = 0,5.l_{ct} \quad (4.3)$$

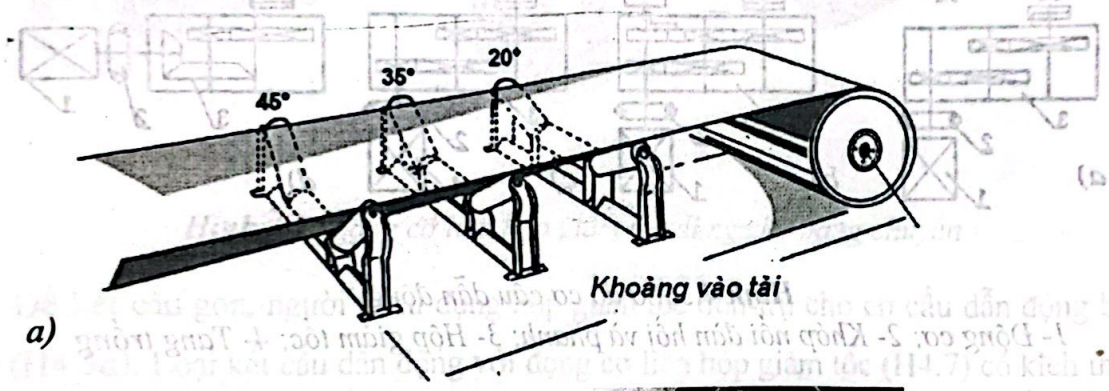
Khi vận chuyển hàng khối, nếu $G_h < 25kg$ khoảng cách các con lăn nhánh làm việc ặt cách nhau $l_{ct} = 1000 \div 1400mm$. Khi $G_h \geq 25kg$ khoảng cách 2 con lăn chọn sao cho àng luôn nằm trên 2 con lăn.

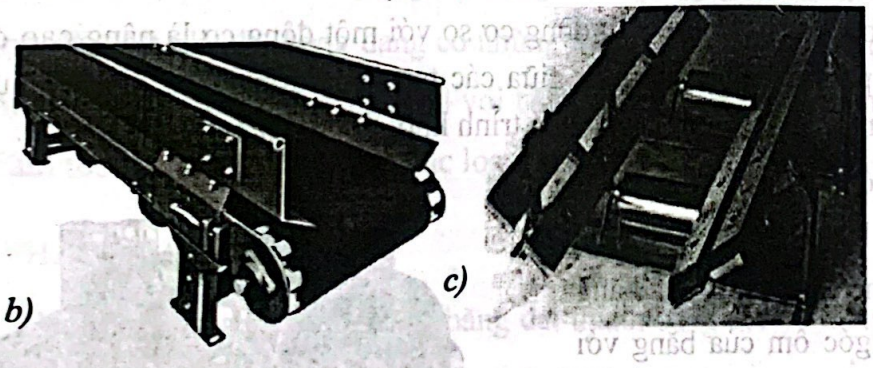
2. Thiết bị vào tải

Vào tải của băng đai cao su có thể sử dụng máng, phễu (H3.22), hay các thiết bị cấp iệu khác. Thiết bị vào tải cần đảm bảo an toàn cho dây băng, đảm bảo khả năng làm iệc và năng suất của băng.

Để đảm bảo dòng tải chạy đúng tâm dùng máng parabôn với các tấm chắn hai bên, ấm chắn có thể dùng tấm băng hay thép tấm (H4.4b), đồng thời nâng hai con lăn lên ới 40° (H4.4a). Chiều cao tấm cao su chắn có thể chọn bằng 2/3 chiều rộng tấm băng, hiều dài tấm chắn tuỳ thuộc tốc độ chuyển động của băng.

Để giảm mòn băng có thể hạ thấp máng rót xuống mặt băng theo kích thước lớn hất của cục vật liệu vận chuyển.





Hình 4.4. Biện pháp bảo đảm khả năng làm việc ở vị trí vào tải

Giảm tải trọng va đập của vật liệu xuống dây băng dùng thiết bị chống va đập. Thông thường dùng loại con lăn giảm chấn. Đây là loại con lăn ghép nhiều đĩa cao su lại với nhau hoặc ghép nhiều vòng cao su rỗng trên cùng trục con lăn, bố trí ở khu vực vào tải. Khi tải nặng, có thể đỡ dây băng bằng các tấm gỗ (H4.4c).

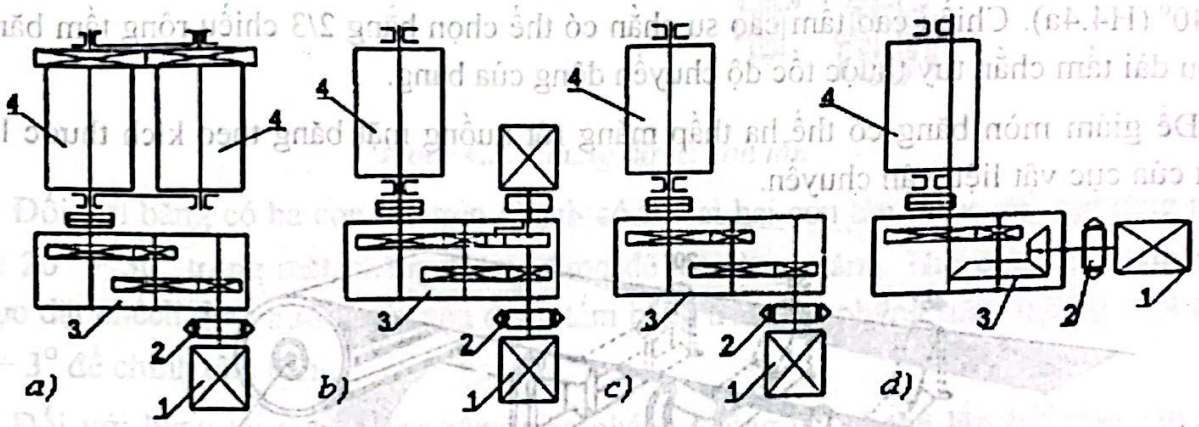
Scanned with CamScanner

3. Cơ cấu dẫn động (H4.5)

Cơ cấu dẫn động là bộ phận quan trọng của băng đai, tuỳ theo năng suất yêu cầu, vị trí lắp đặt và môi trường làm việc mà có kết cấu khác nhau.

Sơ đồ cấu tạo chung của cơ cấu dẫn động gồm động cơ 1, khớp nối và phanh (hãm) 2, hộp giảm tốc 3 và tang dẫn 4. Có thể dùng một động cơ dẫn động cho nhiều tang (H4.5a), hoặc nhiêu động cơ dẫn động cho một tang (H4.5b). Sự truyền lực cho tang dẫn có thể qua hệ thống cứng hay hệ thống vi sai.

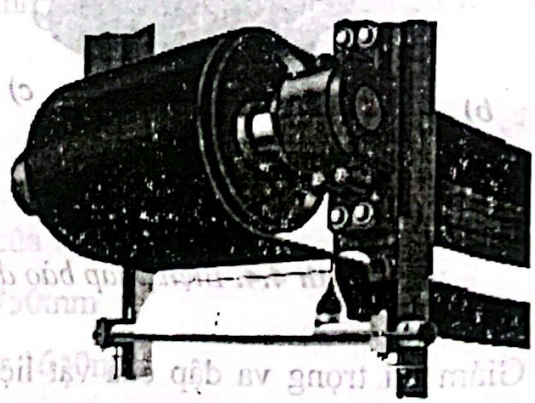
Khi dẫn động cho nhiều tang bằng các bộ truyền cứng (H4.5a) sẽ dẫn đến sự phân bố lực kéo giữa các tang không thay đổi, làm lực căng giữa hai tang gần nhau có sự chênh lệch, điều đó dẫn đến hiện tượng trượt băng trên tang và làm tăng sự mòn băng.



Hình 4.5. *Sơ đồ cơ cấu dẫn động*
1- Động cơ; 2- Khớp nối đàn hồi và phanh; 3- Hộp giảm tốc; 4- Tang trống

Ưu điểm của sơ đồ dẫn động nhiều động cơ so với một động cơ là nâng cao độ tin cậy của trạm dẫn, phân bố vận tốc quay giữa các tang có đường kính khác nhau một cách thuận lợi, giảm tải trọng động trong quá trình khởi động, giảm độ mòn băng.

Tang dẫn truyền lực kéo cho băng nhờ lực ma sát. Muốn tăng lực kéo, người ta nâng cao hệ số ma sát giữa băng và tang hoặc tăng góc ôm của băng với tang. Kết cấu tang dẫn có nén con lăn, nén băng, tang chân không, tang nam châm điện từ nhằm để tăng khả năng kéo của trạm dẫn nhờ tăng hệ số dính bám giữa bề mặt tang với băng. Lắp đặt tang dẫn lên khung băng có thể thực hiện theo H4.2a hoặc H4.6.

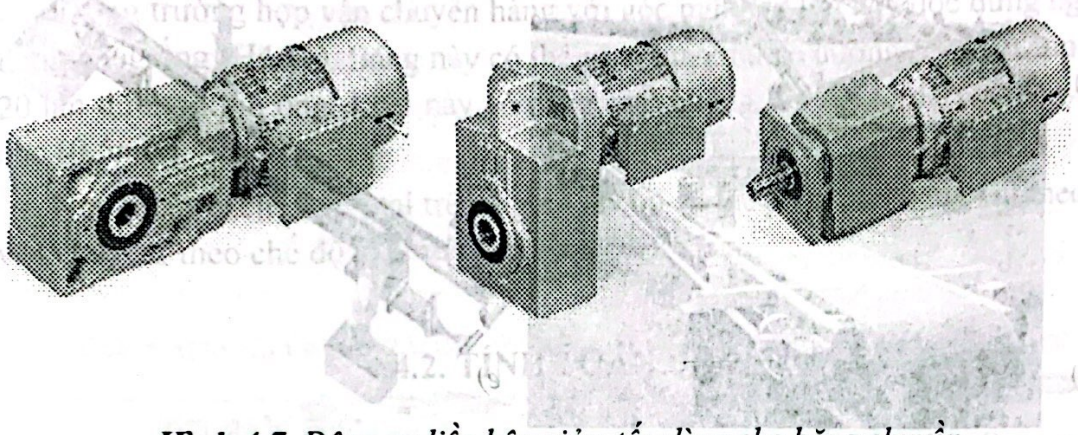


Hình 4.6. *Lắp đặt cụm tang chủ động*

Scanned with CamScanner

Việc tăng ma sát làm tăng lực kéo của băng mở rộng phạm vi ứng dụng có hiệu quả khi đặt các băng tải với độ dốc hoặc chiều dài lớn. Đồng thời, cho phép dùng băng tải với một tang dẫn, kết cấu đơn giản hơn, băng không bị uốn gập nhiều lần, độ bền của băng được tăng lên.

Trong phần lớn trường hợp, khi tuyến băng kéo dài, để giảm số lượng thiết bị đặt trên tuyến, người ta thay thế một tang dẫn bằng hai tang hoặc nhiều tang. Sử dụng phổ biến trạm dẫn động hai tang với động cơ riêng biệt. Trường hợp băng tải công suất nhỏ có thể dùng sơ đồ động học với bộ truyền cứng truyền động cho hai tang từ một động cơ.



Hình 4.7. Động cơ liền hộp giảm tốc dùng cho băng chuyền

Để kết cấu gọn, người ta sử dụng hộp giảm tốc nón-trụ cho cơ cấu dẫn động băng đai (H4.5d). Loại kết cấu dẫn động với động cơ liền hộp giảm tốc (H4.7) có kích thước nhỏ gọn, lắp đặt nhanh chóng đang có những ứng dụng rộng rãi trong các băng chuyền nói chung và băng đai nói riêng. Đối với băng đai nhỏ và vừa còn sử dụng động cơ và hộp giảm tốc đặt trong lòng tang. Các loại kết cấu này rất thích hợp với băng di động.

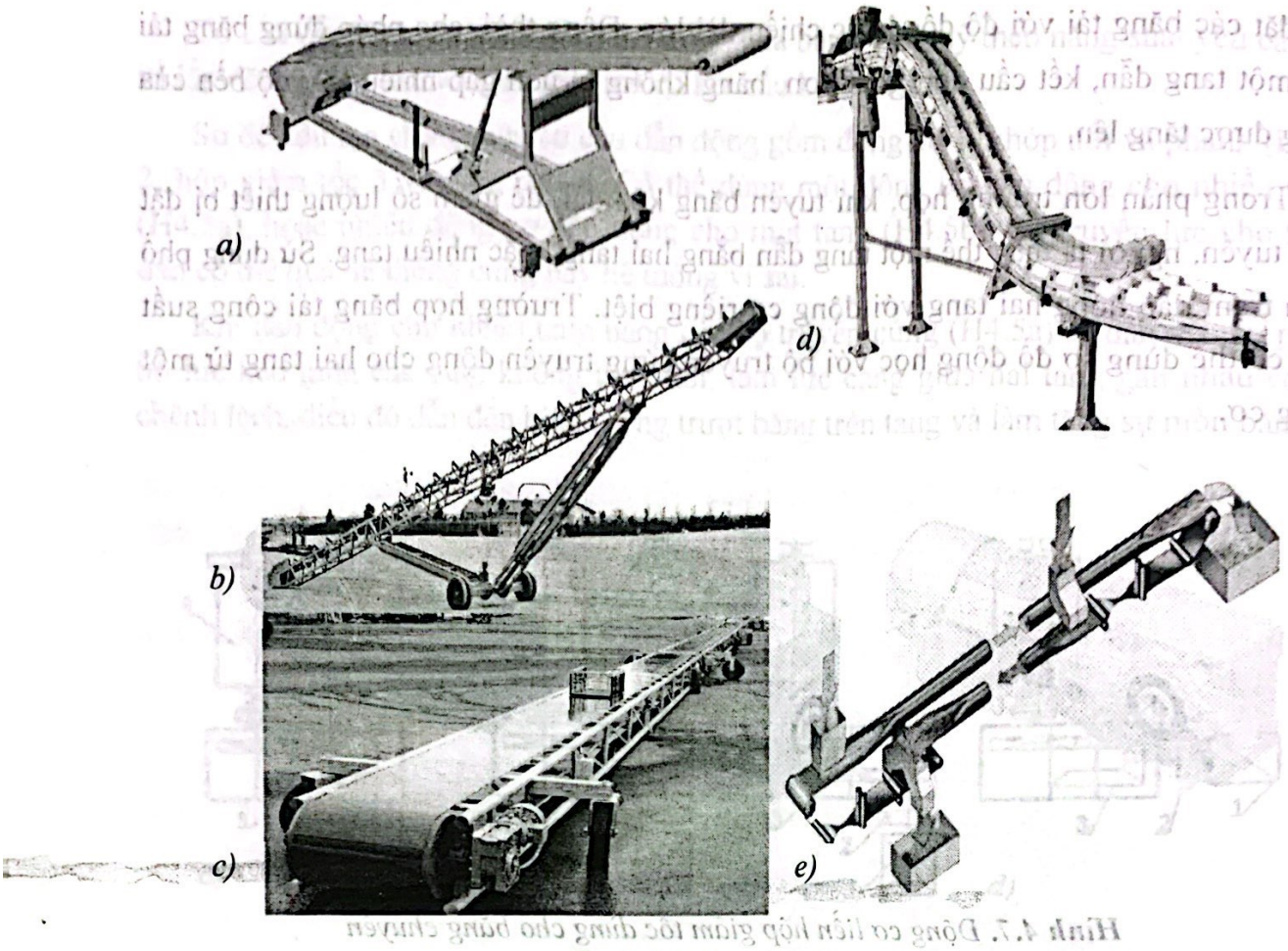
4.1.3. PHÂN LOẠI

1. Theo sự di động: Có thể chia băng đai thành băng đai cố định, băng đai di động hay có thể vận chuyển được.

Băng đai cố định (H4.1, H4.8d):

Chiếm một tỷ trọng lớn trong các loại băng đai. Loại này thường lắp đặt cố định tại một địa điểm hoặc rất ít di chuyển vị trí làm việc, dùng vận chuyển vật liệu với khoảng cách lớn, lưu lượng vận chuyển nhiều.

Scanned with CamScanner



***Hình 4.8.** Các loại băng đai*

Băng đai di động (H4.8b,c):

Băng đai di động giúp cơ giới hoá xếp dỡ hàng tại các kho bãi, nhà máy công nghiệp… vận chuyển vật liệu với khoảng cách 5 ÷ 20 m, chiều cao nâng 2m ÷ 4m. Loại này thường xuyên phải di chuyển vị trí làm việc. Việc di chuyển có thể dùng phương tiện khác chuyên chở (H4.8a), hoặc kéo theo hay tự hành (H4.8b,c). Chiều dài của loại băng không có bánh xe di chuyển thường nhỏ hơn hoặc bằng 5m.

Kết cấu băng di động về cơ bản tương tự băng đặt cố định, song do tính cơ động loại này cần có khối lượng bản thân nhẹ nhưng kết cấu chịu lực tốt, có khả năng di chuyển qua địa hình không bằng phẳng và thích hợp với mọi điều kiện làm việc, bánh xe di chuyển có thể là bánh đặc, bánh hơi, hay bánh thép, di chuyển trên đường bộ hoặc đường ray. Khung băng thường chế tạo bằng thép ống (tròn, vuông, chữ nhật), thép góc, thép [nhẹ hay thép dát đặc biệt.

2. Theo thiết bị kéo

Thiết bị kéo của băng có thể là dây băng vải-cao su, cáp thép hay dây xích. Do đó theo thiết bị kéo, băng đai chia thành 3 loại chủ yếu: Băng đai cao su, băng đai - cáp thép và băng đai - xích. Băng có thiết bị kéo băng -cáp và băng - xích có độ bền kéo cao, được sử dụng khi chiều dài băng lớn, thường được chế tạo với thiết bị mang tải v

Scanned with CamScanner

truyền động riêng biệt. Bộ phận đỡ vật liệu là dây băng, bộ phận kéo là cáp hoặc xích. Chiều dài băng tới 1000m hoặc hơn.

3. Theo đường vận chuyển của băng

Băng đai có thể chia thành 3 loại chủ yếu là băng ngang (H4.8c), băng nghiêng (H4.8a) và hỗn hợp (H4.1, H4.8d). Độ nghiêng của băng đai phụ thuộc vào góc dốc tự nhiên của vật liệu. Thông thường góc nghiêng của băng khoảng 2/3 góc dốc tự nhiên của vật liệu. Khi góc nghiêng lớn, để đảm bảo năng suất, tránh tụt vật liệu, có thể sử dụng dây băng có gờ, dây băng kiểu máng, và tốt hơn là dùng băng phụ (H4.8d). Băng phụ được truyền động độc lập nhưng phải đồng bộ với băng chính.

Có thể giảm góc nghiêng khi chiều cao nâng không đổi, bằng cách tăng chiều dài băng. Tuy nhiên vấn đề này sẽ gây nhiều khó khăn về kết cấu, bố trí và giá thành.

Trong trường hợp vận chuyển hàng với góc nghiêng lớn hay dốc đứng người ta còn dùng băng ống (H4.8e). Băng này có thể vận chuyển theo đường cong có bán kính bằng 20 lần đường kính ống. Loại này có năng suất không lớn vì tốc độ vận chuyển thường nhỏ (0,5m/s).

Ngoài các cách phân loại trên, người ta còn có thể phân loại băng đai theo hàng hoá vận chuyển, theo chế độ làm việc, hoặc theo kết cấu...

4.2. TÍNH TOÁN BĂNG ĐAI

Các thông số ban đầu để tính toán băng tải là năng suất lớn nhất Q_{max}, sơ đồ tuyến vận chuyển, chiều dài vận chuyển L_n, chiều cao nâng hàng H, điều kiện sử dụng, phương pháp vào tải và dỡ tải, đặc tính của vật liệu vận chuyển như khối lượng riêng, góc dốc tự nhiên, kích thước phần tử vật liệu...

4.2.1. CHIỀU DÀI VÒNG BĂNG

Dây băng thường được chế tạo với các kích thước chiều dài nào đó. Để tạo thành vòng băng kín cho băng tải, người ta cắt dây băng và nối lại với nhau. Vì vậy chiều dài dây băng cần xác định sao cho khi tạo thành vòng băng kín, nó đảm bảo chiều dài vận chuyển và chiều cao nâng của băng. Nói chung, xác định chiều dài vòng băng cần căn cứ vào điều kiện làm việc và yêu cầu sản xuất cụ thể.

Trong trường hợp chung, chiều dài vòng băng xác định theo công thức:

$$L_{vb} = \sum L_{it} + \sum L_{jc} \text{ (mm)} \quad (4.4)$$

Trong đó:

$\sum L_{it}$ - tổng chiều dài các đoạn thẳng của toàn bộ băng;

$\sum L_{jc}$ - tổng chiều dài các đoạn cong của toàn bộ băng;

i; j - số các đoạn thẳng và các đoạn cong tương ứng.

Scanned with CamScanner

Trường hợp băng thẳng chiều dài L(mm), có tang dẫn đường kính D_d (mm) và tang bị dẫn đường kính D_{bd} (mm), góc ôm của dây băng trên tang dẫn là α_d (rad) và tang bị dẫn α_{bd} (rad) thì chiều dài vòng băng có thể được tính:

$$L_{vb} = 2.L + \frac{D_d}{2}.\alpha_d + \frac{D_{bd}}{2}.\alpha_{bd} \text{ (mm)} \quad (4.5)$$

Công thức (4.4; 4.5) là chiều dài dây băng cần thiết tạo thành vòng băng. Khi tính đoạn dây băng để nối cần kể đến chiều dài các đoạn nối băng.

4.2.2. VẬN TỐC BĂNG TẢI

Vận tốc băng tải chọn theo loại hàng vận chuyển, năng suất của băng và điều kiện làm việc của nó. Với năng suất xác định, việc lựa chọn vận tốc băng hợp lý có ý nghĩa kinh tế rõ rệt. Vận tốc băng càng lớn thì diện tích tiết diện dòng vật liệu phân bố trên một mét dài càng nhỏ giảm được lực căng băng, do đó có thể chọn chiều rộng băng nhỏ hơn, băng sẽ có giá thành nhỏ hơn. Nhưng vận tốc cao quá, mà chiều rộng băng nhỏ thì chuyển động băng kém ổn định, vật liệu dễ văng ra ngoài, băng dễ chạy lệch một phiá, làm cong vênh con lăn đỡ, gây rung động mạnh, tăng độ mòn băng ở cửa vào và ra tải, gây nhiều bụi khi vận chuyển vật liệu khô...

Bảng 4.1. Vận tốc cho phép lớn nhất của băng khi dỡ tải qua đầu tang, m/s

Đặc tính vật liệu vận chuyển	Chiều rộng băng, mm					
	650	800	1000	1200	1400	1600-1800
Vật liệu sinh bụi, bột khô	1,0	1,0	1,25	1,25	1,60	1,60
Cục lớn làm vỡ vụn làm giảm chất lượng	1,60	2,0	2,0	2,5	2,5	3,15
Hạt và bột đá	2,5	3,15	4,0	4,0	4,0	5,0
Cục nhỏ với a ≤ 60mm	2,0	2,5	3,15	4,0	4,0	4,0
Cục vừa với a ≤ 160mm hàng nhẹ	2,0	2,5	3,15	4,0	4,0	4,0
Cục vừa với a ≤ 160mm hàng nặng	-	2,0	2,5	3,15	-	4,0
Cục lớn a_{max} = 170 - 350 mm hàng nhẹ	-	1,60	2,0	2,5	2,5	3,15
Cục lớn a_{max} = 170 - 350mm hàng nặng	-	1,15	1,60	2,0	2,0	2,50
Cục rất lớn với a_{max} > 350mm	-	-	-	2,0	2,50	2,50

Khi vận chuyển hàng đơn chiếc, hàng nhẹ nên chọn vận tốc nhỏ, để tránh vật liệu văng ra ngoài, băng tải nghiêng cũng không nên chọn vận tốc quá lớn vì sẽ khó vào tải, và dễ gây tụt vật liệu. Vận tốc của băng khi tính toán có thể lựa chọn theo bảng 4.1.

4.2.3. GÓC NGHIÊNG CỦA BĂNG ĐAI

Góc nghiêng của băng đai phụ thuộc vào chủng loại và những đặc điểm của vật liệu vận chuyển. Thông thường, góc nghiêng đặt băng đai căn cứ vào góc chảy tự nhiên tĩnh

Scanned with CamScanner

và động của vật liệu, có thể chọn $\varphi_d = (0,5 - 0,55).\varphi_t$. Góc nghiêng băng tải không được lớn hơn góc ma sát ngoài của vật liệu vận chuyển.

Thực tế góc nghiêng này được xác định bằng thực nghiệm.

Để tăng góc nghiêng băng có thể sử dụng loại dây băng có gờ, hoặc các biện pháp đặc biệt khác như dùng băng phụ, hoặc dùng băng đai ống.

4.2.4. NĂNG SUẤT CỦA BĂNG

Năng suất của băng được xác định theo các công thức (2.2; 2.4; 2.5)

Năng suất khối lượng tính trong 1 giờ sẽ là:

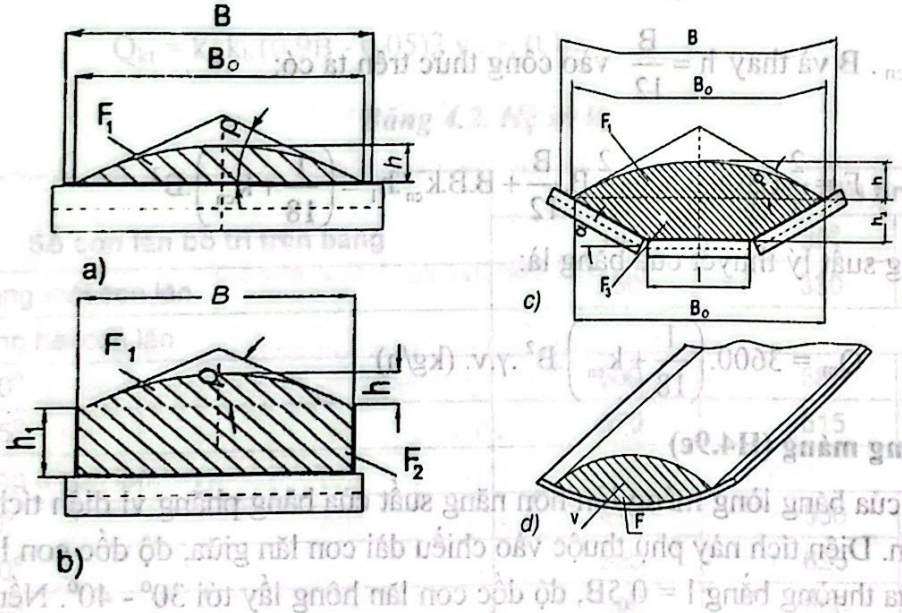
$$Q_m = 3600 \cdot \gamma \cdot F \cdot v \ (kg/h) \qquad (4.6)$$

Hay: $Q_m = 3,6 \cdot q_v \cdot v \quad (T/h)$

Khi đã biết năng suất yêu cầu, xác định và lựa chọn các thông số F và v theo quan hệ:

$$F = \frac{Q_m}{3600.v.\gamma} \ (m^2) \qquad (4.7)$$

Hình dạng và kích thước tiết diện ngang của lớp vật liệu trên tấm băng chuyển động phụ thuộc vào nhiều yếu tố: Vận tốc và mức độ chuyển động điều hoà của tấm băng, chiều rộng tấm băng, hình dạng và đường kính con lăn đỡ, khoảng cách giữa các giá đỡ trục con lăn trên nhánh có tải và tính chất cơ lý của vật liệu vận chuyển.



Hình 4.9. Mặt cắt vật liệu trên dây băng

Tuỳ thuộc vào kết cấu tạo nên diện tích chứa vật liệu trên băng bởi một, hai, ba, hay nhiều con lăn, chiều rộng băng, góc nghiêng đặt con lăn hông, góc chảy vật liệu trên băng khi chuyển động để xác định diện tích tiết diện vật liệu hình thành trên mặt cắt ngang băng, (H4.9).

Scanned with CamScanner

1. Băng phẳng không có thành (H4.9a)

Vật liệu vận chuyển khi vào tải trên dây băng do sự rung động của băng nên vật liệu ở trên băng có tiết diện dạng parabol, chiều cao của parabol này là h, khoảng cách giữa hai mép vật liệu là B_0.

$$B_0 = (0,9B - 0,05) \text{ (m)} \tag{4.8}$$

Chiều cao của parabol có thể xác định: $h = \frac{B_0}{12}$

Theo toán học diện tích parabol được tính:

$$F = \frac{2}{3}B_0 h = \frac{1}{18}B_0^2 = \frac{1}{18}(0,9B - 0,05)^2$$

Thay vào công thức tính năng suất ta có:

$$Q_m = \frac{3600}{18}(0,9B - 0,05)^2 \gamma.v = 200.(0,9B - 0,05)^2.\gamma.v$$

2. Băng phẳng có thành

Nếu gọi chiều cao của thành là h_1, diện tích mặt cắt vật liệu bằng tổng các diện tích hình chữ nhật F_2 và diện tích parabol F_1:

$$F = F_1 + F_2 = \frac{2}{3}B.h + B.h_1$$

Đặt $h_1 = k_{cn}.B$ và thay $h = \frac{B}{12}$ vào công thức trên ta có:

$$F = \frac{2}{3}B.h + B.h_1 = \frac{2}{3}B.\frac{B}{12} + B.B.k_{cn}.h_1 = \left(\frac{1}{18} + k_{cn}\right).B^2$$

Từ đó năng suất lý thuyết của băng là:

$$Q_m = 3600.\left(\frac{1}{18} + k_{cn}\right).B^2.\gamma.v. \text{ (kg/h)} \tag{4.9}$$

3. Băng lòng máng (H4.9c)

Năng suất của băng lòng máng lớn hơn năng suất của băng phẳng vì diện tích tiết diện vật liệu lớn hơn. Diện tích này phụ thuộc vào chiều dài con lăn giữa, độ dốc con lăn. Chiều dài con lăn giữa thường bằng $l = 0,5B$, độ dốc con lăn hông lấy tới 30^0 - 40^0. Nếu giả thiết tấm băng ép sát con lăn, thì diện tích mặt cắt vật liệu bằng tổng các diện tích F_i:

$$F = \left(\frac{l + B_0}{2}\right)h + \frac{2}{3}b.h_1 = \frac{1,25.0,07.B^2.}{2} + \frac{1}{18}0,75^2B^2 \approx 0,075.B^2$$

Trong đó: $B_0 = 0,75B$, $l = 0,5B$, $h_1 = \frac{b}{12}$, $h = \left(\frac{B_0 - l}{2}\right)tg30^0 = 0,07B$

Scanned with CamScanner

Vậy năng suất lý thuyết của băng được xác định:

$$Q_m = 3.600.0,075.B^2.\gamma.v \approx 270.B^2.\gamma.v \quad (4.9)$$

Thực tế thì tấm băng không thể ép sát vào bề mặt con lăn được, mặt khác, tại quãng giữa hai con lăn hình dạng tấm băng phần nào bị thay đổi và khi gần tới vị trí dỡ tải tấm băng được nắn thẳng thành dạng phẳng. Do đó năng suất thực tế luôn nhỏ hơn năng suất tính toán ở trên. Có thể tính theo công thức:

$$Q_{vh} \approx 200.B^2.\gamma.v$$

Công thức này áp dụng với điều kiện l = 0,5B và độ dốc con lăn 30°

Năng suất kỹ thuật băng tải có thể được xác định như sau:

$$Q_{kt} = k_b(0,9B - 0,05)^2.v.\gamma, \text{ t/h}, \quad (4.10)$$

Trong đó:

k_b - là hệ số phụ thuộc hình dạng băng (bảng 4.2);

B - chiều rộng tấm băng, (m).

Khi băng có hai con lăn, diện tích tiết diện vẫn được tính theo công thức trên với l = 0.

Khi băng tải làm việc trên một độ dốc năng suất của băng sẽ giảm so với khi đặt nằm ngang. Trong trường hợp này khi tính năng suất kỹ thuật cần nhân thêm hệ số giảm năng suất k_g (bảng 4.3) tức là:

$$Q_{kt} = k_g.k_b.(0,9B - 0,05)2\ v\ .\ \gamma, \text{ (t/h)}. \quad (4.11)$$

Bảng 4.2. Hệ số k_b

Số con lăn bố trí trên băng	Góc chảy vật liệu tính toán		
	15°	20°	25°
Băng phẳng một con lăn	250	330	420
Băng máng hai con lăn			
α = 20°	500	580	660
α = 45°	570	615	660
Băng máng 3 con lăn			
α =20°	470	550	640
α = 30°	550	625	700
α = 35°	590	660	730
α = 45°	635	690	750
Băng máng 5 con lăn			
α_1 =30°; α_2 =60°	565	635	705
Băng máng một con lăn trục mềm	519	570	640

Scanned with CamScanner

Bảng 4.3. Hệ số k_g

Khả năng tự chảy của vật liệu	Góc nghiêng đặt băng β, (độ)					
	5	10	15	18	20	22- 24
Nhiều	0,95	0,90	0,85	0,82	0,80	.
Trung bình	1	0,98	0,95	0,93	0,90	0,85
Yếu	1	1	0,98	0,96	0,95	0,90

Đối với băng tải nằm nghiêng ta có công thức thực nghiệm để xác định năng suất [10]:

$$Q_{ng} = Q.\cos^{u}\beta.$$

Trong đó:

$\cos^{u}\beta$ - hệ số giảm năng suất;

u - hệ số thực nghiệm, phụ thuộc vào β. Khi $\beta < 20$ thì $u = 3$, $\beta > 20$ $u = 4$.

4.2.4. CHIỀU RỘNG DÂY BĂNG

Từ năng suất yêu cầu đã biết, chiều rộng băng có thể xác định:

$$B = 1{,}1\left(\sqrt{\frac{Q}{k_b \,.\, \upsilon\gamma}} + 0{,}05\right), \text{ m}. \qquad (4.12)$$

Trường hợp vận chuyển vật liệu dạng cục, chiều rộng băng cần được tính theo kích thước hạt vật liệu lớn nhất và trung bình:

$$B = 2a_{.max} + 200$$
$$B = 3{,}3a_{tb} + 200$$

Trong đó:

a_{max} - kích thước lớn nhất của hạt vật liệu vận chuyển;

a_{tb} - kích thước trung bình của hạt vật liệu vận chuyển sau khi đã tuyển chọn phân cấp, mm.

Bảng 4.4. Kích thước hạt vật liệu cho phép

Chiều rộng băng, mm	Hạt vật liệu kích thước lớn nhất a_{max}, (mm) khi loại vật liệu này chiếm tỷ lệ % theo trọng lượng						
	5	10	20	50	80	90	100%
500	200	160	150	120	100	90	80
650	270	220	200	160	140	130	120
800	350	300	250	220	200	170	160
1000	450	360	350	300	250	220	200
1200	500	450	400	350	300	280	250
1400	600	500	450	400	350	330	300
1600	650	550	500	450	400	350	320
1800	700	600	550	600	450	400	350
2000	750	650	600	550	500	450	400

Scanned with CamScanner

Trường hợp vận chuyển vật liệu dạng khối:

$$B = a_{max} + 100 \text{ (mm)}$$

Sau khi tính toán, kiểm tra và so sánh với bảng 4.4 sẽ chọn chiều rộng băng bằng hoặc lớn hơn giá trị tính toán.

4.2.5. BÁN KÍNH CONG CỦA BĂNG

Ở đoạn cong chuyển hướng phải bố trí các con lăn theo một đường cong điều hoà để tránh áp lực lên các con lăn lớn.

Ở đoạn cong lồi, bán kính được chọn có liên quan đến góc nghiêng của băng. Ở đoạn cong lõm, bán kính nhỏ nhất được chọn vẫn đảm bảo băng làm việc tốt, (nếu nhỏ quá, băng dễ bị gập, còn nếu lớn quá chế tạo phức tạp, cồng kềnh), dây băng khi chịu lực căng lớn nhất vẫn tiếp xúc với tất cả các con lăn. Bán kính đường cong này phụ thuộc vào lực căng của dây băng và trọng tải riêng của nó.

$$R > \frac{S}{(q_v + q_0)g}.k_\beta$$

Trong đó :

q_v, q_0: khối lượng đơn vị vật liệu và dây băng;

S: lực căng của dây băng;

k_β: hệ số phụ thuộc độ dốc của dây băng.

β	$\leq 7^o$	$8 \div 15^o$	$16 \div 20^o$
k_β	1	1,05	1,1

Bán kính cong đoạn chuyển hướng khi dùng con lăn có thể lấy theo kinh nghiệm $R \geq 12.B$ với B là chiều rộng băng.

Hoặc bán kính cong cũng có thể lấy gần đúng $R_i = 75m$ cho băng có chiều rộng nhỏ hơn 800mm và $R = 100 \div 120m$ cho băng có chiều rộng > 800.

4.2.6. LỰC CẢN CHUYỂN ĐỘNG

Lực cản chuyển động của các thiết bị băng đai được xác định theo 2.3, công thức (2.35):

$$W = W_{th} + W_c + W_d + W_{tc} + W_{vt} + W_s + W_{dn} + W_{qt} + W_{r.t}$$

1- W_{tl} - lực cản do trọng lượng vật liệu và thiết bị vận chuyển (2.13; 2.14)

$$W_{tl} = \pm(q_v + q_0).H_i + (q_v' + q_0 + q_P').\omega.L_{n.i}$$

Ở nhánh không tải $q_v = 0$.

2- W_c- lực cản chuyển động trên đoạn cong xác định theo (2.20, 2.24):

Scanned with CamScanner

$$W_C = W_P + W_u = (S_{i-1} + S_i).(\omega_B.\ \sin\frac{\alpha_P}{2} + \xi).$$

Trong đó: $W_p = (S_{i-1} + S_i).\omega_B.\sin\frac{\alpha_P}{2}$

$$W_u = \xi.(S_{i-1} + S_i).$$

ξ - là hệ số độ cứng của bộ phận kéo được xác định bằng thực nghiệm.

Theo [23] lực cản do độ cứng W_u của dây đai cao su có thể được xác định gần đúng theo công thức:

$$W_u = k_1.B.i_p \quad (4.13)$$

Trong đó:

B - chiều rộng của dây đai (m);

i_p - số lớp màng cốt;

k_1 - hệ số k_1 = 20N/m, khi đường kính tang D ≤ 0,6 m và k_1 = 15N/m khi D > 0,6. Công thức 4.13 đúng khi góc uốn lớn hơn hoặc bằng 90°. Khi góc uốn bé hơn, lực cản này được bỏ qua.

3- W_d - lực cản của tang, (đĩa xích) dẫn động có thể xác định theo công thức chung:

$$W_d = \omega_B.(S_i + S_{i-1}).$$

ω_B - hệ số độ cản tính đến tất cả các tổn hao trong cơ cấu dẫn động.

Với thiết bị kéo là dây băng truyền lực ma sát, lực cản trên tang trống có thể tính theo công thức:

$$W_d = S_i.k_k \quad (4.14)$$

Trong đó: $k_k = 1 - \frac{1}{e^{\omega.\alpha_P}}$

Nếu biết giá trị S_{i-1} thì lực cản tính theo công thức:

$$W = S_{i-1}.\left(e^{\omega.\alpha_P} - 1\right) \quad (4.15)$$

Nếu $\omega.\alpha_P \le 0,1$ có thể tính toán theo công thức đơn giản:

$$W_d = S_i.\omega.\alpha_P$$

4- Các thành phần lực cản khác được tính theo công thức chung ở 2.3

4.2.7. CÔNG SUẤT ĐỘNG CƠ TRUYỀN ĐỘNG

Lực kéo P_0 trên tang (đĩa) dẫn động của băng đai được xác định theo công thức:

$$P_0 = \sum W_i \quad (4.16)$$

Scanned with CamScanner

Trong đó:

$\sum W_i$ - tổng lực cản của băng đai trên các phần riêng của thiết bị kéo, không tính đến lực cản của tang (đĩa) dẫn động.

Lực kéo P_0 cũng được xác định theo công thức:

$$P_0 = S_v - S_r \tag{4.17}$$

$$P_0 = S_v - S_r = S_r\left(e^{\mu\alpha} - 1\right)$$

Công suất trên tang dẫn động của băng đai xác định theo công thức:

$$N_0 = P_0.v$$

Công suất cần thiết của động cơ dẫn động N sẽ là:

$$N = \frac{k_Z N_0}{\eta_0}$$

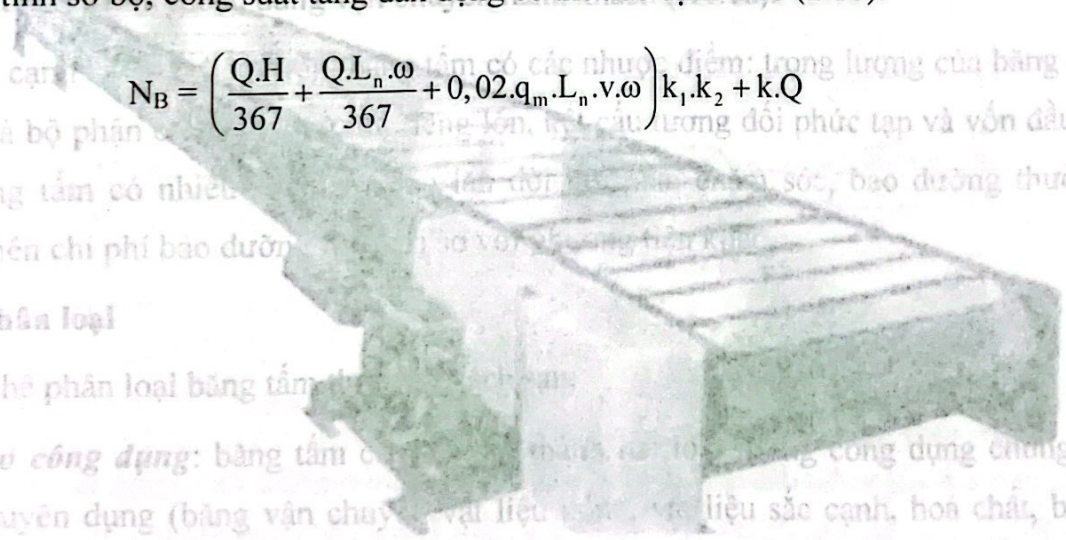
Trong đó:

k_Z - hệ số dự trữ, từ 1,1 - 1,85 hoặc cao hơn;

η_0 - hiệu suất của hệ thống truyền động kể cả hiệu suất của tang dẫn động.

Khi tính sơ bộ, công suất tang dẫn động có thể xác định theo (2.10):

$$N_B = \left(\frac{Q.H}{367} + \frac{Q.L_n.\omega}{367} + 0,02.q_m.L_n.v.\omega\right)k_1.k_2 + k.Q$$



Scanned with CamScanner

Chương 5

BĂNG TẤM

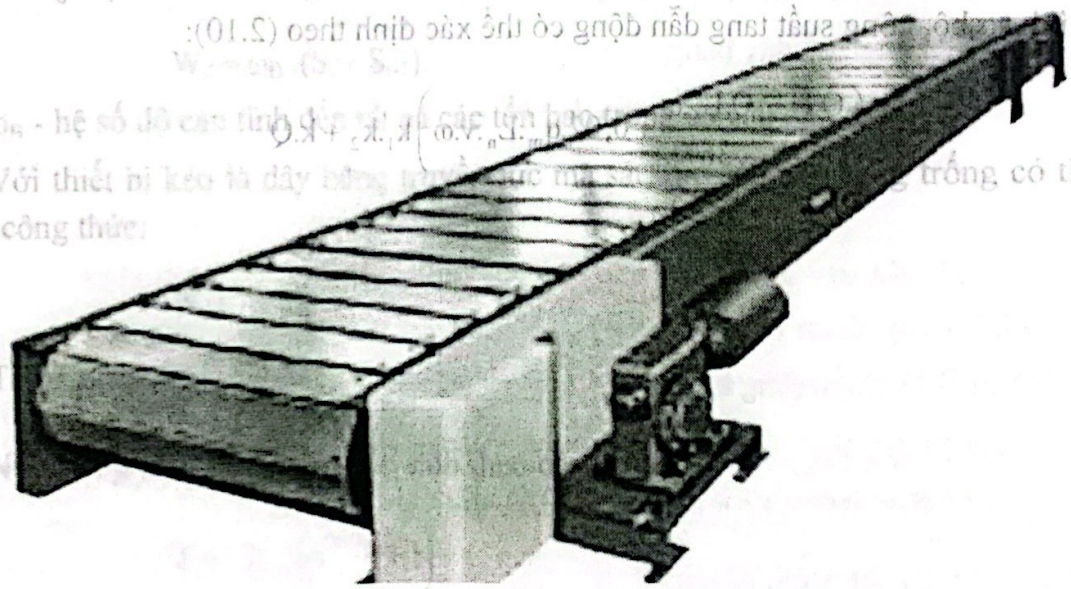
5.1. CÔNG DỤNG, CẤU TẠO VÀ PHÂN LOẠI

5.1.1. CÔNG DỤNG VÀ PHÂN LOẠI

1. Công dụng

Băng tấm (băng bản) là máy vận chuyển liên tục với bộ phận kéo bằng xích có gắn các tấm kim loại (hoặc chất dẻo) tạo thành máng mang tải (hình 5.1). Xích, tấm lát và vật liệu của băng tấm chuyển động trên các con lăn, do đó lực cản chuyển động và lượng tiêu hao năng lượng cũng nhỏ hơn nhiều so với máng cào.

Băng tấm được dùng rộng rãi trong các ngành công nghiệp mỏ, chế tạo máy, hoá chất, khai thác vật liệu xây dựng và năng lượng v.v...



Hình 5.1. *Băng tấm*

Người ta dùng băng tấm để chuyển các vật liệu dạng cục kích thước lớn, nặng và sắc cạnh, cũng như vật liệu nóng. Độ nghiêng đặt băng có thể lớn hơn 18°. Băng tấm thường đặt cố định, năng suất chuyển đạt được từ vài trăm đến 1000 t/h; chiều rộng băng B phổ biến từ 400 đến 1400 mm, trong những trường hợp đặc biệt có thể tới 2500 mm; chiều dài băng khi dẫn động bằng một động cơ đạt tới 200 m, còn dẫn động bằng

Scanned with CamScanner

nhiều động cơ thì rất lớn.Vật liệu làm xích và tấm băng thường là thép cacbon chất lượng cao nên khả năng kéo lớn.

Băng tấm có các ưu điểm sau:

- Băng tấm kim loại có độ bền và độ cứng lớn nên cho phép vận chuyển vật liệu dạng cục kích thước lớn và nặng, vật liệu có cạnh sắc, các sản phẩm của công nghệ dập và đúc v.v... Khác với máng cào, ở băng tấm vật liệu chuyển không có chuyển động tương đối với tấm băng, do đó khi chuyển không bị nghiền nát

- Bộ phận kéo của băng tấm là các loại xích có sức bền kéo lớn, do đó băng tấm có thể có chiều dài lớn hoặc chiều cao nâng lớn với năng suất cao.

- Khi dùng tấm băng dạng hộp có gờ, góc nghiêng băng có thể đạt tới 70^0.

- Băng tấm chuyển động với vận tốc không lớn, do đó chất tải cho băng dễ dàng, dễ phân bố vật liệu đều, cấp liệu tự động cho băng cũng thuận tiện.

- Khi dùng cơ cấu di động, băng chuyên dùng có thể chế tạo cong trong mặt phẳng nằm ngang hay trong mặt phẳng đứng. Loại băng này dùng rộng rãi để chuyển than, quặng trong các mỏ hoặc dùng vận chuyển hành khách (H1.1a).

Bên cạnh các ưu điểm trên, băng tấm có các nhược điểm: trọng lượng của băng nói chung và bộ phận chuyển động nói riêng lớn, kết cấu tương đối phức tạp và vốn đầu tư lớn; băng tấm có nhiều ổ lăn và con lăn đòi hỏi phải chăm sóc, bảo dưỡng thường xuyên, nên chi phí bảo dưỡng lớn hơn so với phương tiện khác.

2. Phân loại

Có thể phân loại băng tấm theo các cách sau:

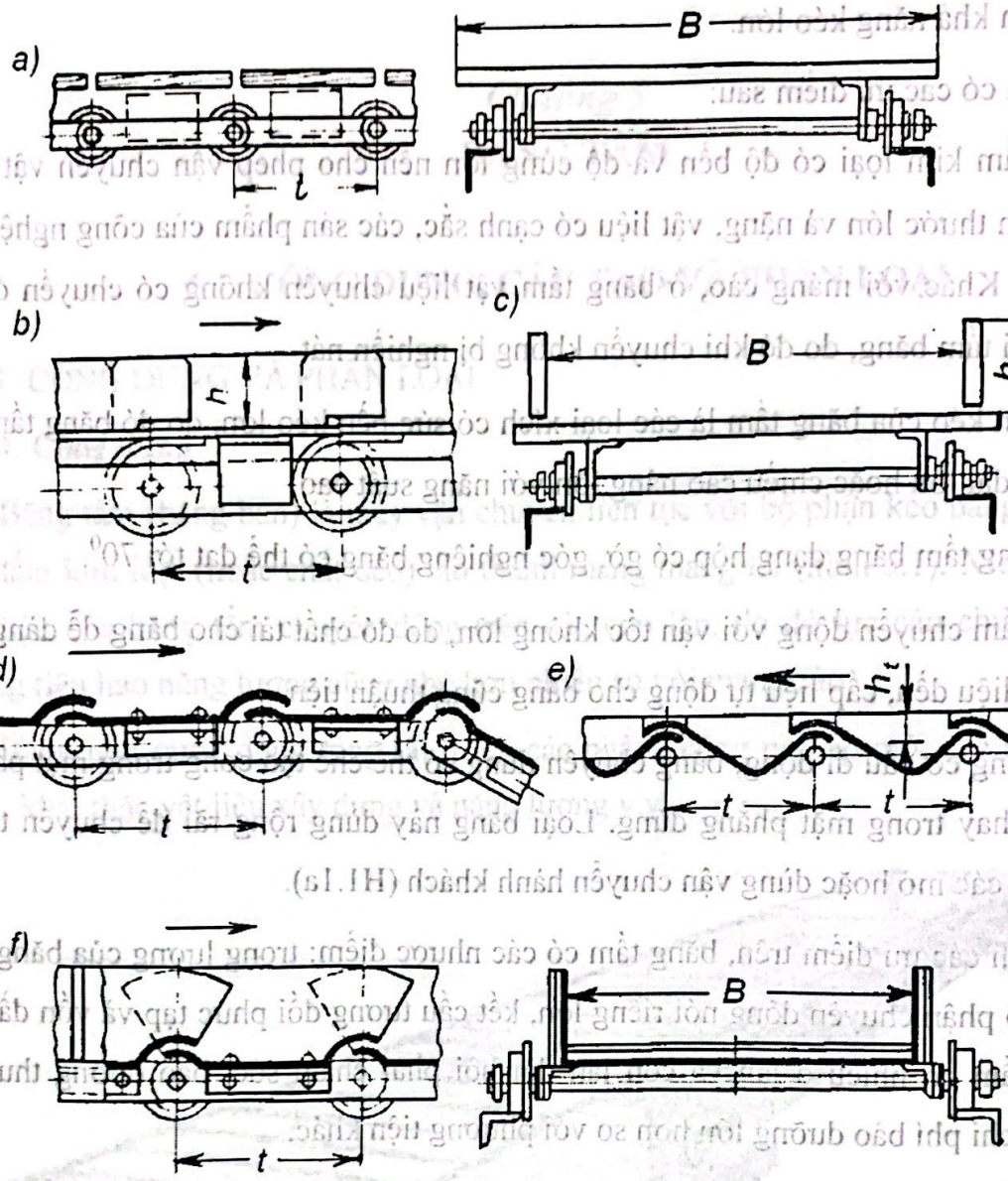
Theo công dụng: băng tấm có thể chia thành hai loại: Băng công dụng chung và băng chuyên dụng (băng vận chuyển vật liệu nóng, vật liệu sắc cạnh, hoá chất, băng dùng trong luyện kim, băng bản vận chuyển hành khách...).

Theo tuyến vận chuyển: có thể chia thành băng ngang, băng nghiêng và hỗn hợp.

Theo kết cấu: có thể phân loại băng tấm theo các cách sau:

Theo tiết diện ngang: băng tấm có các loại băng tấm phẳng (H.5.2 a), băng tấm có thành (H.5.2 f), băng tấm có thành cố định (H.5.2b), băng tấm lòng máng (H5.2.f).

Scanned with CamScanner



***Hình 5.2**. Các dạng tiết diện băng tấm*

Theo tiết diện dọc băng: Có băng tấm phẳng không liên tục, băng tấm phẳng liên tục; băng tấm làn sóng (H5.2d), băng tấm làn sóng có thành (H5.2e,f); băng tấm có thành sâu, băng tấm dạng hộp (H5.2.f).

Theo đặc tính lắp đặt con lăn đỡ xích: Con lăn cố định con lăn di động.

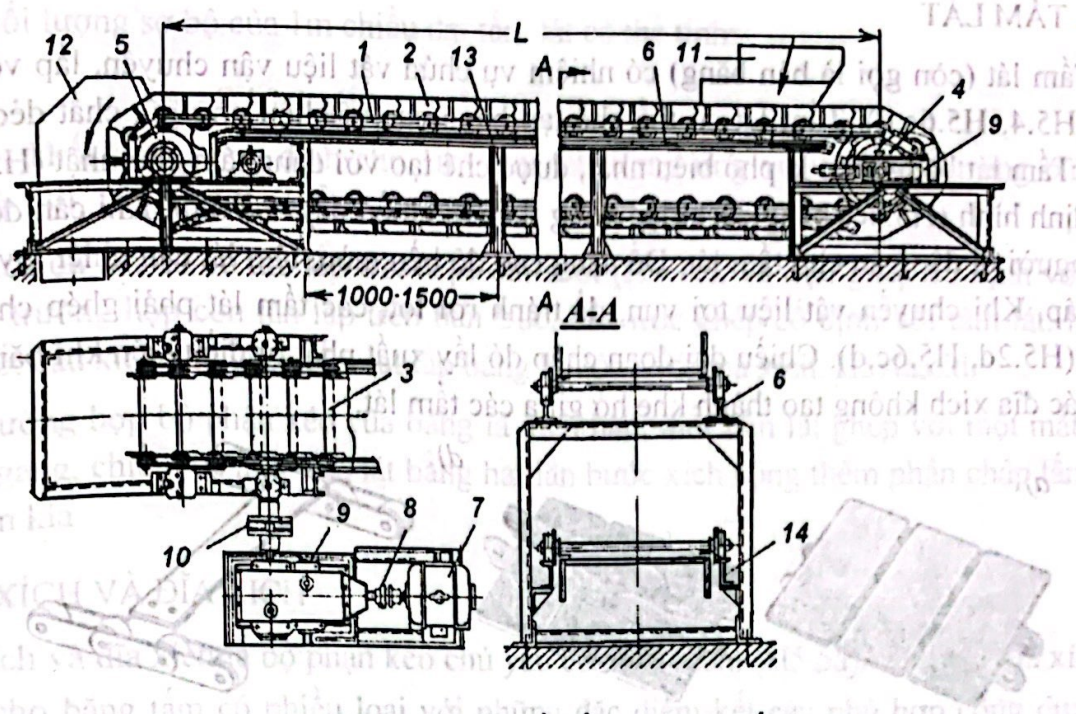
Theo cấu tạo xích kéo: Xích hàn mắt tròn, xích bản; xích bản mắt công

Theo số lượng xích kéo: Băng tấm một xích, băng tấm hai xích.

Theo số lượng trạm dẫn động: Băng tấm một hoặc nhiều trạm dẫn động.

Scanned with CamScanner

5.1.2. CẤU TẠO VÀ NGUYÊN LÝ HOẠT ĐỘNG



Hình 5.3. *Sơ đồ cấu tạo băng tấm*
1 -Dây xích; 2- Tấm thành; 3- Tấm lát; 4- Đĩa xích bị động;
5- Đĩa xích chủ động; 6- Đường ray nhánh có tải; 7- Động cơ;
8- Khớp nối động cơ và hộp giảm tốc; 9- Hộp giảm tốc;
10- Khớp nối hộp giảm tốc và đĩa xích; 11- Máng vào tải; 12- Máng ra tải;
13- Khung băng; 14- Thanh ray nhánh không tải.

Cấu tạo và nguyên lý hoạt động của băng tấm nằm ngang như H5.3. Khác với băng đai, băng tấm chuyển động được là do ăn khớp giữa xích và bánh xích. Các mắt xích vừa có phần liên kết với tấm băng, vừa có phần liên kết với các con lăn hoặc bánh xe. Động cơ 7 truyền chuyển động qua khớp nối 8, bộ truyền 9 tới đĩa xích chủ động 5. Đĩa xích chủ động 5 ăn khớp với xích 1 có lắp các con lăn và bản thép 3 di chuyển trên đường ray 6 theo một vòng khép kín, dây xích được mắc vòng qua đĩa xích bị động 4 đặt ở phía cuối băng. Ở nhánh không tải, để giảm giá thành có thể thay ray 6 bằng thanh thép 14 dạng chữ [. Cấp tải cho băng tấm bằng máng vào tải hay phễu vào tải 11. Ra tải cho băng tấm là thiết bị ra tải 12 thường đặt ở đầu băng. Để đảm bảo sự ăn khớp và làm việc ổn định của bộ truyền xích, dây xích được kéo căng nhờ vít căng băng 9. Thông thường, vít căng băng lắp với đĩa xích bị động. Toàn bộ các thiết bị được lắp đặt trên khung đỡ 13. Khung 13 có kết cấu dạng khung cứng vững, chế tạo bằng thép định hình, trong một số trường hợp băng có chiều dài và tải trọng lớn, có thể được chế tạo bằng cột bê tông đỡ.

Trường hợp băng nghiêng, để phòng băng chuyển động ngược lại khi có sự cố, người ta dùng phanh lắp trên khớp nối 10, hay các thiết bị hãm khác như hãm bánh cóc.

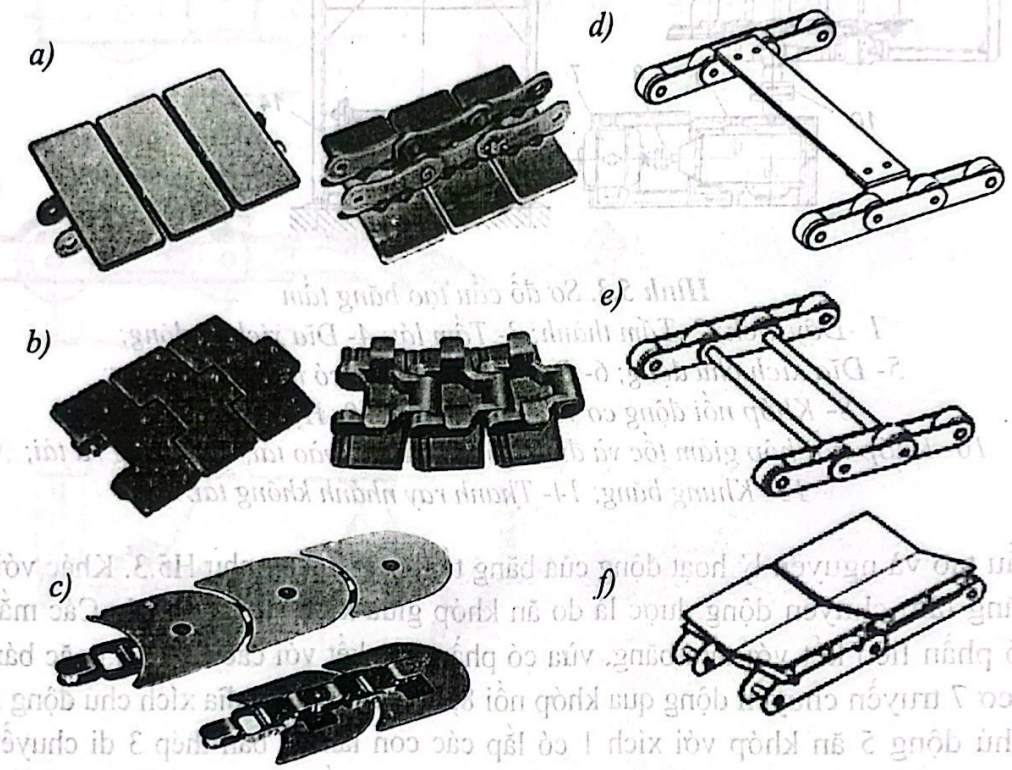
Ngoài ra, trên băng còn bố trí các thiết bị khác như thiết bị làm sạch băng, bộ phận che chắn vật liệu...

Scanned with CamScanner

5.2. KẾT CẤU CÁC BỘ PHẬN CHỦ YẾU

5.2.1. TẤM LÁT

Tấm lát (còn gọi là bản băng) có nhiệm vụ chứa vật liệu vận chuyển, lắp với xích kéo (H5.4, H5.6c,d). Tấm lát có thể chế tạo bằng các vật liệu như gỗ, chất dẻo, hoặc thép. Tấm lát bằng thép là phổ biến nhất, được chế tạo với dạng tấm chữ nhật (H5.4a,d) hay định hình (H5.4c) bằng cách dập nóng thép lá chiều dày 4-5 mm. Khi cần độ cứng lớn, người ta dập gân cho tấm lát. Để nâng cao độ bền mòn, tấm lát cần nhiệt luyện sau khi dập. Khi chuyển vật liệu tơi vụn, để tránh rơi lọt, các tấm lát phải ghép chập lên nhau (H5.2d, H5.6c,d). Chiều dài đoạn chập đó lấy xuất phát từ điều kiện khi băng uốn qua các đĩa xích không tạo thành khe hở giữa các tấm lát.



Hình 5.4. Tấm lát của băng tấm và mối ghép của nó với xích

Để tăng khả năng vận chuyển vật liệu, tấm lát được chế tạo dạng lòng máng (H5.4f) hay làn sóng (H5.6c,d), tấm lát làn sóng và tấm lát gấp khúc có thể vận chuyển vật liệu nghiêng góc tới 30°. Để tăng diện tích chứa vật liệu, tấm lát còn chế tạo có thành chắn (H5.2f). Chiều cao thành chắn phụ thuộc vào loại vật liệu, và chiều rộng băng (hay chiều dài tấm lát) theo bảng 5.1.

Bảng 5.1. Chiều rộng băng và chiều cao tấm thành

Chiều rộng băng	400	500 - 650	800 - 1600
Chiều cao gờ h_g	100 - 160	100 - 250	100 - 320

Scanned with CamScanner

Chiều rộng băng được tính là khoảng cách hai thành chắn. Chiều cao thành được tính từ mặt băng tới mép trên của nó.

Khối lượng sơ bộ của 1m chiều dài tấm lát có thể tính:

$$q_L = B.k_{tl} \text{ (kg/m)} \quad (5.1)$$

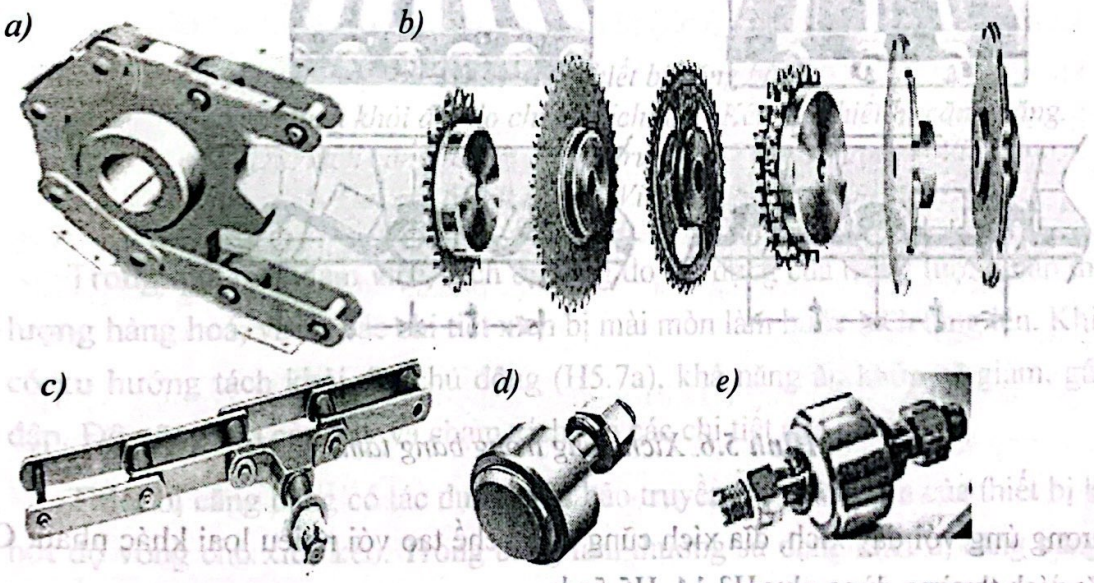
k_{tl} - khối lượng quy định cho $1m^2$ tấm lát tương ứng với loại nhẹ, trung bình và nặng là 130, 160, 210 (kg/m^2).

Các con lăn đỡ có thể lắp trên trục dài suốt (H5.4e), và trục ghép cố định với tấm lát; có trường hợp con lăn lắp trên bán trục, bán trục ghép cố định với tấm lát. Nhiều kiểu kết cấu xích cho phép tấm lát lắp bằng bu lông với má xích. H5.4a,c,d.

Trường hợp bộ phận kéo của băng là xích hàn, mỗi tấm lát ghép với một mắt xích nằm ngang, chiều dài mỗi tấm lát bằng hai lần bước xích cộng thêm phần chập tấm này với tấm kia.

5.2.2. XÍCH VÀ ĐĨA XÍCH

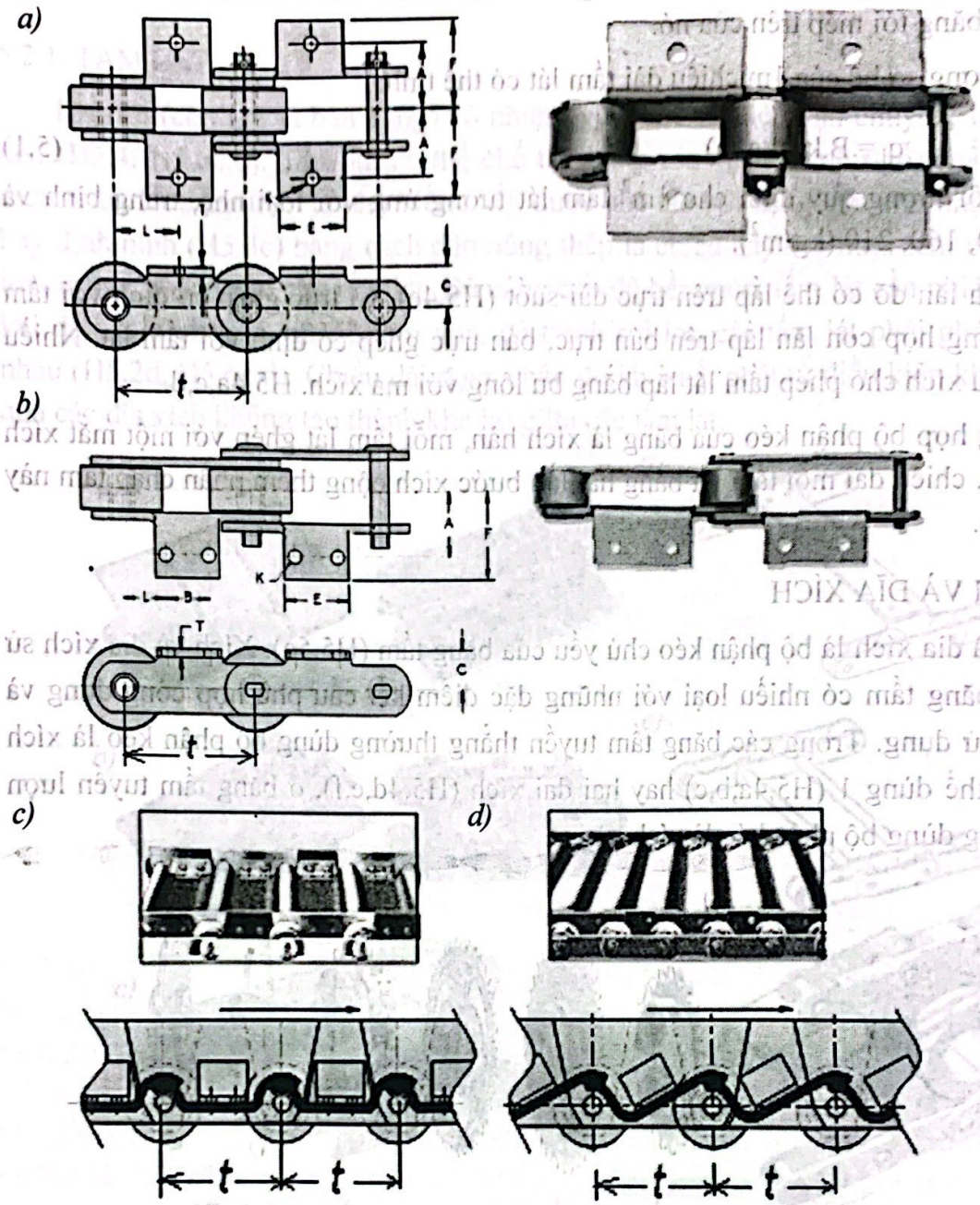
Xích và đĩa xích là bộ phận kéo chủ yếu của băng tấm (H5.5a). Xích và đĩa xích sử dụng cho băng tấm có nhiều loại với những đặc điểm kết cấu phù hợp công dụng và điều kiện sử dụng. Trong các băng tấm tuyến thẳng thường dùng bộ phận kéo là xích bản lề, có thể dùng 1 (H5.4a,b,c) hay hai dải xích (H5.4d,e,f), ở băng tấm tuyến lượn cong thường dùng bộ phận kéo là xích hàn.



Hình 5.5. Xích và đĩa xích

Khi cần lắp đặt thiết bị công tác hay để phù hợp yêu cầu sử dụng, xích còn được chế tạo khá đặc biệt. H5.5c là dây xích có con lăn lắp công son, H5.6a,b là một số kiểu xích có kết cấu má xích để lắp tấm lát.

Scanned with CamScanner



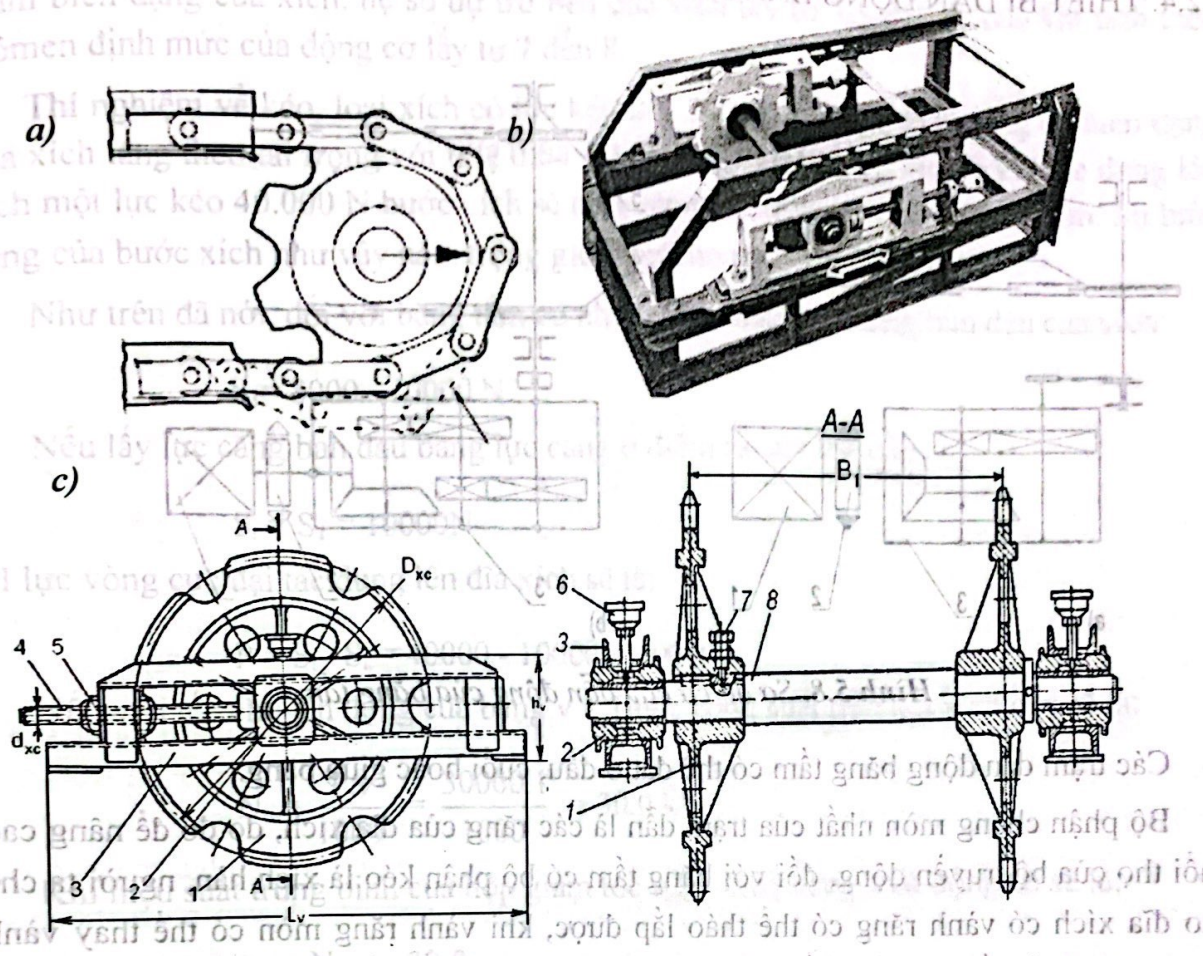
Hình 5.6. Xích dùng trong băng tấm

Tương ứng với dây xích, đĩa xích cũng được chế tạo với nhiều loại khác nhau. Các loại đĩa xích thường dùng như H3.14, H5.5a,b.

Con lăn đỡ thường được chế tạo có đường kính khoảng 100 mm, rồi lắp bằng các ổ lăn trên các chốt xích (H3.11c, H5.5d,e). Để bảo vệ ổ khỏi bị bẩn người ta dùng các phớt và nắp chắn bằng kim loại hoặc chất dẻo tổng hợp. Để bôi trơn định kì người ta dùng các vú mỡ (H3.11c).

Scanned with CamScanner

5.2.3. THIẾT BỊ CĂNG XÍCH (H3.17, H5.7)



Hình 5.7. Thiết bị căng băng
a- Xích tách khỏi đĩa do chùng xích; b,c- Kết cấu thiết bị căng băng.
1- Đĩa xích căng băng; 2- Giá trượt; 3- Thanh trượt; 4- Vít kéo;
5- Đai ốc; 6- Vít mỡ; 7- Vít hãm; 8- Trục đĩa xích.

Trong quá trình làm việc, xích bị võng do tác dụng của trọng lượng bản thân, trọng lượng hàng hoá, và do các chi tiết xích bị mài mòn làm bước xích tăng lên. Khi đó, xích có xu hướng tách khỏi đĩa chủ động (H5.7a), khả năng ăn khớp sẽ giảm, gây nên va đập. Độ võng lớn còn gây va chạm xích với các chi tiết của băng.

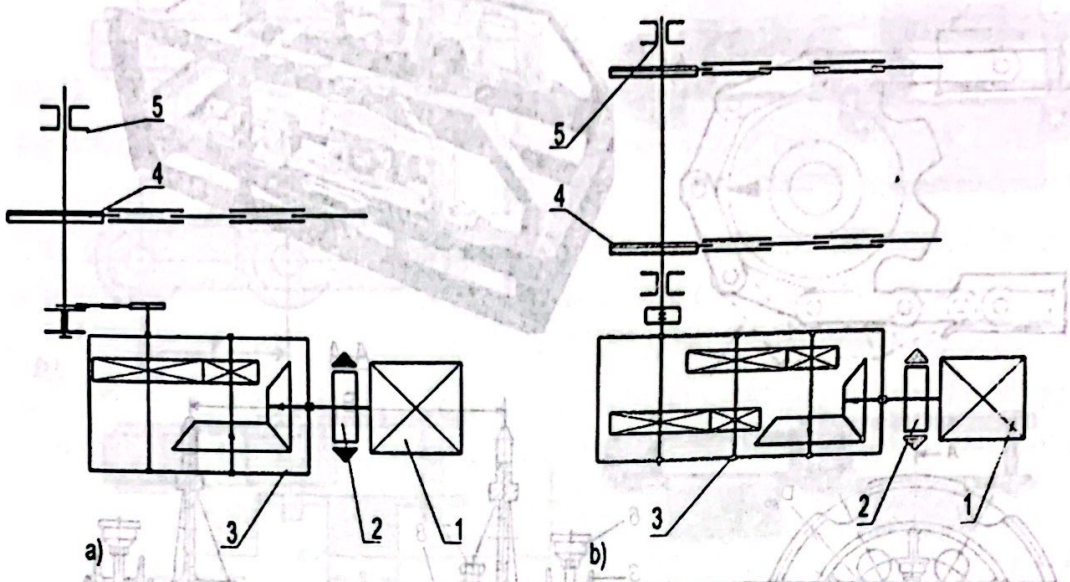
Thiết bị căng băng có tác dụng đảm bảo truyền động ổn định của thiết bị kéo, giảm bớt độ võng cho xích kéo. Trong băng tấm thường sử dụng thiết bị căng băng kiểu vít vì độ giãn dài của xích nhỏ. Hành trình của trục vít căng băng trong băng tấm khi bước xích t_x thường là:

$$s_{cb} = (1,6 - 2).t_x \quad (5.2)$$

Kết cấu và lắp đặt thiết bị căng băng lên khung băng theo H5.7b,c.

Scanned with CamScanner

5.2.4. THIẾT BỊ DẪN ĐỘNG BĂNG TẤM



Hình 5.8. Sơ đồ cơ cấu dẫn động của băng tấm

Các trạm dẫn động băng tấm có thể đặt ở đầu, cuối hoặc giữa băng.

Bộ phận chóng mòn nhất của trạm dẫn là các răng của đĩa xích, do đó để nâng cao tuổi thọ của bộ truyền động, đối với băng tấm có bộ phận kéo là xích hàn, người ta chế tạo đĩa xích có vành răng có thể tháo lắp được, khi vành răng mòn có thể thay vành răng mới. Còn đối với băng tấm có bộ phận kéo là xích bản lề các đĩa xích dẫn có vành răng kép, khi vành răng thứ nhất mòn người ta cho xích ăn khớp với vành răng thứ hai. Đĩa xích thường lắp bằng then hoặc then hoa trên trục và trục được đỡ bằng các ổ đũa, ổ lòng cầu.

Để hạn chế sự chuyển động theo đà của băng khi dừng máy, cũng như hãm băng khi tuyến băng đặt dốc, người ta dùng phanh má hoặc phanh đai kiểu thường đóng điều khiển bằng nam châm điện.

Bộ truyền động của băng tấm (H5.8) thường dùng hộp giảm tốc nón-trụ 3, trục động cơ đặt song song với băng, do đó kích thước của trạm dẫn động sẽ gọn nhẹ. Hộp giảm tốc thường có ba cấp, chế tạo đối xứng cho phép đặt trạm dẫn động bên phải hoặc bên trái băng tấm. Giữa động cơ 1 và hộp giảm tốc 3 nối với nhau bằng khớp nối thuỷ lực 2 đảm bảo cho băng mở máy được êm, có thể bảo vệ quá tải cho xích và tải trọng phân bố đều cho các trạm dẫn động khi băng tấm dẫn động bằng nhiều trạm.

Chiều dài của băng dẫn động bằng một trạm hoặc hai trạm đặt hai đầu phụ thuộc vào độ bền của xích, năng suất, vận tốc chuyển động và hệ số cản chuyển động ω'.

Xích hàn đường kính sợi 18 - 22 mm, bước 80 mm được dùng phổ biến làm bộ phận kéo cho băng tấm, lực kéo đứt của xích đó vào khoảng 300.000 N.

Scanned with CamScanner

Khi chọn xích kéo theo lực cực đại tương ứng với mô men giới hạn của động cơ để giảm biến dạng của xích, hệ số dự trữ bền của xích lấy từ 3,5 đến 4, còn khi tính theo mômen định mức của động cơ lấy từ 7 đến 8.

Thí nghiệm về kéo, loại xích có lực kéo đứt 300.000 N cho thấy rằng sự biến dạng của xích tăng theo tải trọng với tỉ lệ 0,04 - 0,06 mm / 10.000 N. Do đó khi tác dụng lên xích một lực kéo 40.000 N bước xích sẽ tăng lên một lượng 0,16 đến 0,24 mm. Sự biến dạng của bước xích như vậy nằm trọng giới hạn cho phép (± 1,25 mm).

Như trên đã nói, đối với băng tấm có nhiều trạm dẫn, lực căng ban đầu của xích:

$$S_1 = 8000 - 10000 \text{ N}.$$

Nếu lấy lực căng ban đầu bằng lực căng ở điểm ra của đĩa dẫn

$$S_r = S_1 = 10000\text{N}$$

thì lực vòng cực đại tác dụng lên đĩa xích sẽ là:

$$P = S_t - S_r = 40000 - 10000 = 30000\text{N}.$$

Nếu vận tốc chuyển động của băng v = 1m/s, công suất trên đĩa xích dẫn sẽ là:

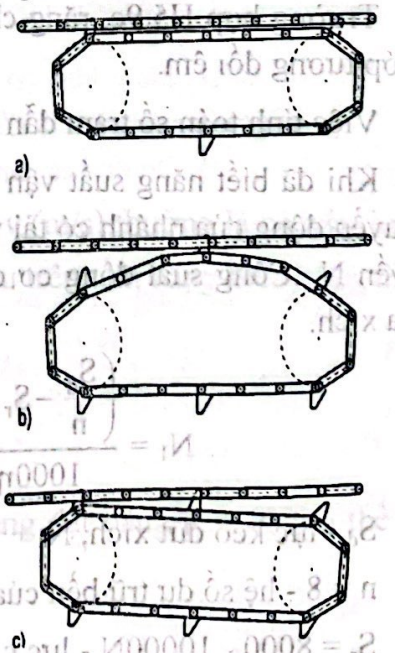
$$N_o = \frac{P.v}{1000} = \frac{30000.1}{1000} = 30{,}0 \text{ kW}$$

Khi hiệu suất trung bình của hộp giảm tốc $\eta_{gt} = 0{,}85$ công suất động cơ sẽ là:

$$N = \frac{N_o}{\eta_{gt}} = \frac{30{,}0}{0{,}85} = 35{,}3 \text{ kW}$$

Trong thực tế công suất của một trạm dẫn không lấy quá 32kW.

Với mục đích tiêu chuẩn hoá các trạm dẫn của băng tấm đặt ở đầu và cuối băng người ta bố trí các trạm dẫn có công suất giống nhau hoặc là bội số của nhau. Khi lắp đặt hai trạm dẫn động ở hai đầu băng có công suất giống nhau, giữa chúng liên hệ với nhau bằng xích kéo, do đó khi làm việc các động cơ có hệ số trượt và mô men công tác giống nhau.



Hình 5.9. Sơ đồ dẫn động trung gian

Bằng cách tính toán cũng như thực nghiệm cho thấy rằng một băng tấm có hai trạm dẫn động ở hai đầu với năng suất 200 - 250t/h chiều dài vận chuyển có thể đạt được từ 800m đến 900m.

Scanned with CamScanner

Khi khoảng cách vận chuyển lớn hơn cần dùng các băng có nhiều trạm dẫn động, ngoài các trạm dẫn động hai đầu băng người ta còn đặt các trạm trung gian giữa hai nhánh băng (H5.9).

Hiện nay người ta sử dụng hai loại trạm trung gian:

- Trạm dẫn trung gian xích răng (H5.9a)
- Trạm dẫn trung gian bánh răng.

Loại thứ nhất được dùng rộng rãi hơn.

Yêu cầu chính của trạm dẫn trung gian là phải có kết cấu hợp lý để răng xích của trạm dẫn động ra vào khớp êm với xích băng tấm.

Trên hình H5.9a trình bày sơ đồ đoạn dẫn trung gian xích răng có khung hướng xích thẳng. Khi xích răng chuyển động trên đoạn thẳng, tốc độ của răng bằng tốc độ của xích băng tấm. Khi vào khớp tốc độ của răng lớn hơn, còn khi ra khớp tốc độ của răng nhỏ hơn, nên khi ra vào khớp có hiện tượng va đập. Để giảm sự va đập khi ra khớp, người ta chế tạo bước răng nhỏ hơn xích của băng tấm.

Để giảm sự va đập của răng vào các con lăn của xích người ta làm khung hướng xích răng cong (H5.9b). Trong trường hợp này răng chỉ ăn khớp với xích trên đoạn khung thẳng tiếp xúc với xích băng tấm. Trước lúc ăn khớp, răng chuyển động trên phần cong của khung, răng được nâng dần lên và luồn vào rãnh giữa hai má của xích, sau khi tốc độ của răng tăng bằng tốc độ của xích là vừa vặn đi vào phần thẳng của khung dẫn hướng và ăn khớp với con lăn của xích, đẩy xích chuyển động. Còn khi ra khớp thì ngược lại, răng chuyển động trên phần cong của khung, hạ thấp dần rồi rút ra khỏi khe hở giữa hai má xích.

Trường hợp H5.9c, răng chuyển động theo khung dẫn hướng nằm nghiêng, ra vào khớp tương đối êm.

Việc tính toán số trạm dẫn và vị trí các trạm dẫn tiến hành như sau:

Khi đã biết năng suất vận chuyển và tuyến đặt băng có thể xác định được lực cản chuyển động của nhánh có tải và không có tải, sau đó xác định được tổng công suất của tuyến N_t .Công suất động cơ của một trạm dẫn động xác định theo điều kiện sức bền của xích.

$$N_1 = \frac{\left(\frac{S_d}{n} - S_r\right)v}{1000\eta}, \text{ kW} \qquad (5.3)$$

S_d - lực kéo đứt xích, N;

n = 8 - hệ số dự trữ bền của xích;

S_r = 8000 · 10000N - lực căng của nhánh ra;

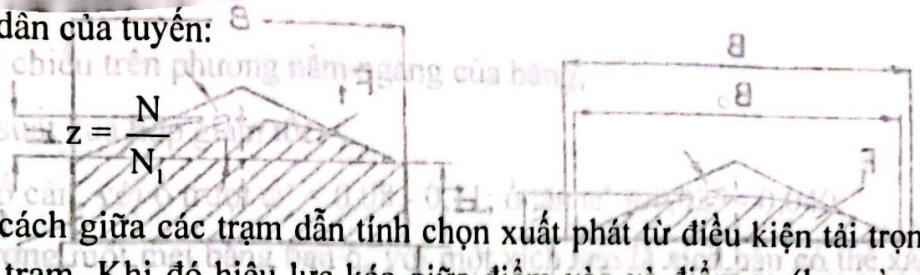
v - vận tốc chuyển động của xích. m/s;

η = 0,85 - 0,9 - hiệu suất bộ truyền động.

Scanned with CamScanner

Số trạm dẫn của tuyến:

$$z = \frac{N}{N_1}$$



Khoảng cách giữa các trạm dẫn tính chọn xuất phát từ điều kiện tải trọng phân bố đều cho các trạm. Khi đó hiệu lực kéo giữa điểm vào và điểm ra (lực vòng) của mỗi trạm là:

$$P = \frac{1000N_1\eta}{v} \qquad (5.4)$$

Các trạm dẫn có thể bố trí trên nhánh có tải hoặc không có tải. Khoảng cách giữa các trạm dẫn bố trí trên nhánh có tải xác định theo công thức:

$$L_{ct} = \frac{1000N_1\eta}{q_o(\omega'\cos\beta \mp \sin\beta)v}, (m)$$

Trong đó:

β - góc nghiêng của băng;

ω' - hệ số cản chuyển động.

5.3. TÍNH TOÁN BĂNG TẤM

5.3.1. NĂNG SUẤT CỦA BĂNG TẤM

Năng suất khối lượng của băng được xác định theo công thức (2.2):

$$Q_m = 3600 . \gamma . F_1 . v . (kg/h)$$

Hay: $Q_m = 3,6 . q_v . v . \quad (T/h)$

5.3.2. CHIỀU RỘNG BĂNG

Khi thiết kế băng tấm, năng suất Q (t/h) và vận tốc v (m/s) thường là các đại lượng cho trước. Căn cứ vào Q, v xác định tiết diện của vật liệu trên tấm băng theo công thức:

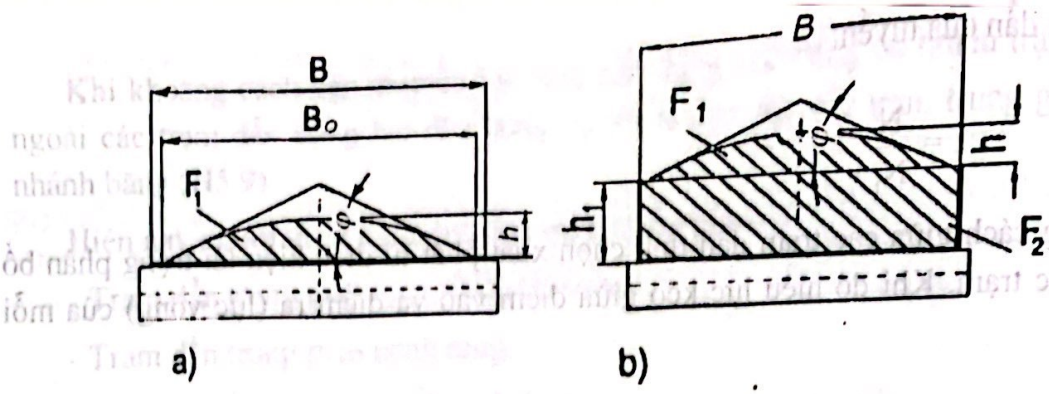
$$F = \frac{Q}{3600.v.\gamma.c}, (m^2) \qquad (5.5)$$

γ - khối lượng riêng của vật liệu tơi vụn, (t/m^3);

c - hệ số kể đến góc nghiêng băng. Khi góc nghiêng đặt băng $\beta \le 30^o$ có thể xác định gần đúng trị số c theo công thức :

$$c = \frac{100-\beta}{100} \qquad (5.6)$$

Scanned with CamScanner



Hình 5.10. Mặt cắt vật liệu trên băng

Đối với băng có thành, tiết diện F xác định theo sơ đồ (H5.10b):

$$F = F_1 + F_2 = B.h_t + \frac{B^2.tg\phi}{4}, (m^2) \quad (5.7)$$

Trong đó:

B - chiều rộng băng, (m).

h_t - chiều cao thành, (m).

φ - góc chảy tự nhiên của vật liệu .

Chọn h_t theo tiêu chuẩn, từ công thức (5.7) có thể xác định được B. Giá trị của B còn phải kiểm tra lại theo cỡ hạt của vật liệu vận chuyển.

$$B \geq 1,7a_{max} + 200, (mm), \quad (5.8)$$

Trong đó:

a_{max} - kích thước lớn nhất của cục vật liệu,mm

5.3.3. LỰC CẢN CHUYỂN ĐỘNG VÀ CÔNG SUẤT ĐỘNG CƠ

Khi tính sơ bộ băng bản có tuyến đặt băng không phức tạp, lực cản chuyển động của băng bao gồm lực cản nhánh có tải và không tải, còn lực cản trên các đĩa xích được tính bằng hệ số k = 1,1. Do đó lực cản chuyển động của băng tấm xác định theo công thức:

$$W_0 = k[(2.q_o + q_v).\omega'.L.\cos\beta + L.q_v.\sin\beta]. (N) \quad (5.9)$$

và công suất của động cơ sẽ là :

$$N = \frac{W_o v}{1000\eta}, (kW) \quad (5.10)$$

Thay thế vào công thức trên các đại lượng $q = \frac{Q}{0,36v}$; $L.\sin\beta = H$ và $L.\cos\beta = L_n$.

sẽ được:

$$N = k\left[\frac{L_n\omega'}{360\eta}(0,72q_o v + Q) \pm \frac{QH}{360}\right], (kW) \quad (5.11)$$

Scanned with CamScanner

L_n - hình chiếu trên phương nằm ngang của băng;

η - hiệu suất của hộp giảm tốc;

ω' - hệ số cản, với ổ trượt $\omega' = 0,08 - 0,11$; ổ lăn $\omega' = 0,025 - 0,040$.

Trọng lượng một mét băng bản q_o với một xích kéo là xích hàn có thể xác định gần đúng theo công thức:

$$q_o = 2,2.\sqrt{\frac{Q}{v}} + (220 - 320), (N/m), \quad (5.12)$$

Trong công thức trên số hạng đầu chỉ trọng lượng tấm băng, số hạng thứ hai chỉ trọng lượng xích kéo. Trị số lớn nhất của số hạng thứ hai lấy đối với băng tấm có $B \geq 800mm$.

Khi tính chính xác người ta tính lực cản theo phương pháp tính đuổi theo điểm 2.4.

Lực căng ban đầu của xích kéo băng tấm xuất phát từ điều kiện ăn khớp tốt giữa xích và đĩa xích, có thể lấy $S_1 = 3000 - 4000N$ khi có một trạm dẫn động. Khi dẫn động bằng hai trạm cả đầu và cuối băng, lực căng ban đầu cần lấy $S_1 = 8000 - 10000N$, vì khi mở máy lực căng trong hai nhánh sẽ thay đổi, nếu lấy nhỏ hơn trị số trên thì xích sẽ có thể trượt trên đĩa xích.

5.3.4. ĐỘ VÕNG CỦA XÍCH

Độ võng lớn nhất của xích xảy ra trên đoạn xích có lực căng nhỏ nhất. Có thể coi đoạn xích treo giữa hai hàng con lăn theo đường cong parabôn, lúc đó độ võng xác định theo công thức:

$$f = \frac{(q + q_o).l_{cl}^2}{8S_{min}} \leq [f], (m). \quad (5.13)$$

Trong đó:

l_{cl} - khoảng cách giữa hai hàng con lăn, m;

S_{min} - lực căng nhỏ nhất của nhánh có tải, (N);

$[f]$ - độ võng cho phép của dây xích.

Độ võng cho phép $[f]$ không được vượt quá 1/4 khoảng cách từ đáy băng tới điểm cao nhất của giá đỡ băng.

Khi thiết kế băng, có thể tính được $[f]$ và từ đó xác định được lực căng tối thiểu S_{min}

$$S_{min} = \frac{(q + q_o)t^2}{8.[f]}, (N) \quad (5.14)$$

Nếu S_{min} tính theo công thức trên nhỏ hơn 8000-10000 N thì phải lấy tăng lên bằng trị số đó.

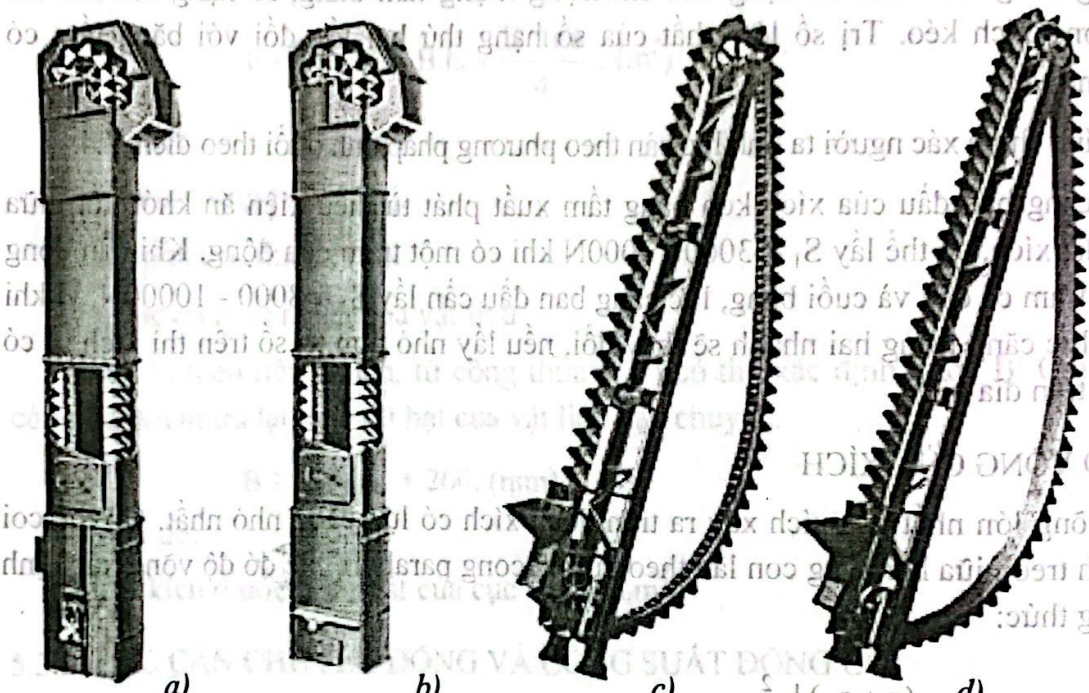
Scanned with CamScanner

Chương 6

BĂNG GẦU

6.1. CÔNG DỤNG, PHÂN LOẠI VÀ CẤU TẠO

6.1.1. CÔNG DỤNG



Hình 6.1. Băng gầu

Băng gầu là máy vận chuyển liên tục dùng để chuyển vật liệu thể tơi vụn theo tuyến thẳng đứng (H6.1a,b) hoặc theo tuyến nghiêng với góc nghiêng lớn (H6.1c,d). Năng suất của băng gầu có thể đạt tới 500t/h, chiều cao nâng có thể đạt tới 50 - 55 m.

Băng gầu được dùng trong các xí nghiệp hoá chất, xí nghiệp sản xuất vật liệu xây dựng, xí nghiệp chế tạo máy, nhà máy thực phẩm, công nghiệp than, luyện kim và các xí nghiệp khác. Sở dĩ băng gầu được dùng rộng rãi là vì nó choán ít diện tích, sử dụng vận hành đơn giản và chắc chắn. Nhược điểm của băng gầu là vốn đầu tư cao và năng suất bị hạn chế.

Vận chuyển vật liệu rời của băng gầu có thể chọn theo bảng 6.1.

Scanned with CamScanner

Bảng 6.1. Vật liệu vận chuyển của băng gầu

Loại băng gầu	Đặc tính vật liệu	Vật liệu
Băng gầu băng vận tốc cao, gầu sâu gắn cố định	Dạng bụi khô, bột khô, hạt nhỏ, khô có tính mài mòn ít, cỡ hạt < 20mm.	Cát, mica, bột thạch anh, than cám, mạt cưa, tro thải.
Băng gầu băng vận tốc cao, gầu nông gắn cố định.	Hơi ẩm, dạng bột, hạt nhỏ, cỡ hạt < 20mm.	Cát, bột đất sét làm khuôn đúc, mạt cưa.
Băng gầu xích vận tốc cao, gầu sâu,gắn cố định.	Hạt khô nhỏ, có tính mài, cỡ hạt < 50 mm.	Đá vôi, đôlômít, xỉ, than đá, đất sét.
Băng gầu xích vận tốc cao, gầu nông gắn cố định.	Cục nhỏ ẩm, có tính mài mòn nhỏ, cỡ hạt < 50mm.	Than đá, đá vôi, đất sét, phân lân, xỉ, đôlômít.
Băng gầu xích vận tốc thấp, gầu cố định.	Dạng bột hơi dính, hạt nhỏ.	Xi măng, than bùn, oxyt kẽm, oxyt chì.
Băng gầu băng vận tốc nhỏ, gầu nhọn.	Dạng bụi hoặc hạt nhỏ, cỡ hạt < 50mm.	Xi măng, phân bột, cát, bột phốt pho quặng hạt nhỏ, bột kim loại.
Băng gầu xích vận tốc thấp, gầu nhọn.	Khô cỡ hạt trung bình nhỏ hơn 100mm.	Than đá, than cốc, đất quặng, xỉ.

6.1.2. PHÂN LOẠI

Người ta phân loại băng gầu theo các đặc điểm sau: phương pháp đặt máy, bộ phận kéo, gầu, cách phân bố gầu trên bộ phận kéo và phương pháp cấp, dỡ tải.

1. Theo phương pháp đặt máy người ta phân ra băng gầu thẳng đứng (H6.1a,b) và băng gầu nghiêng $\beta = 60^{o} - 75^{o}$ (H6.1c,d); hoặc băng gầu thẳng đứng - nghiêng.

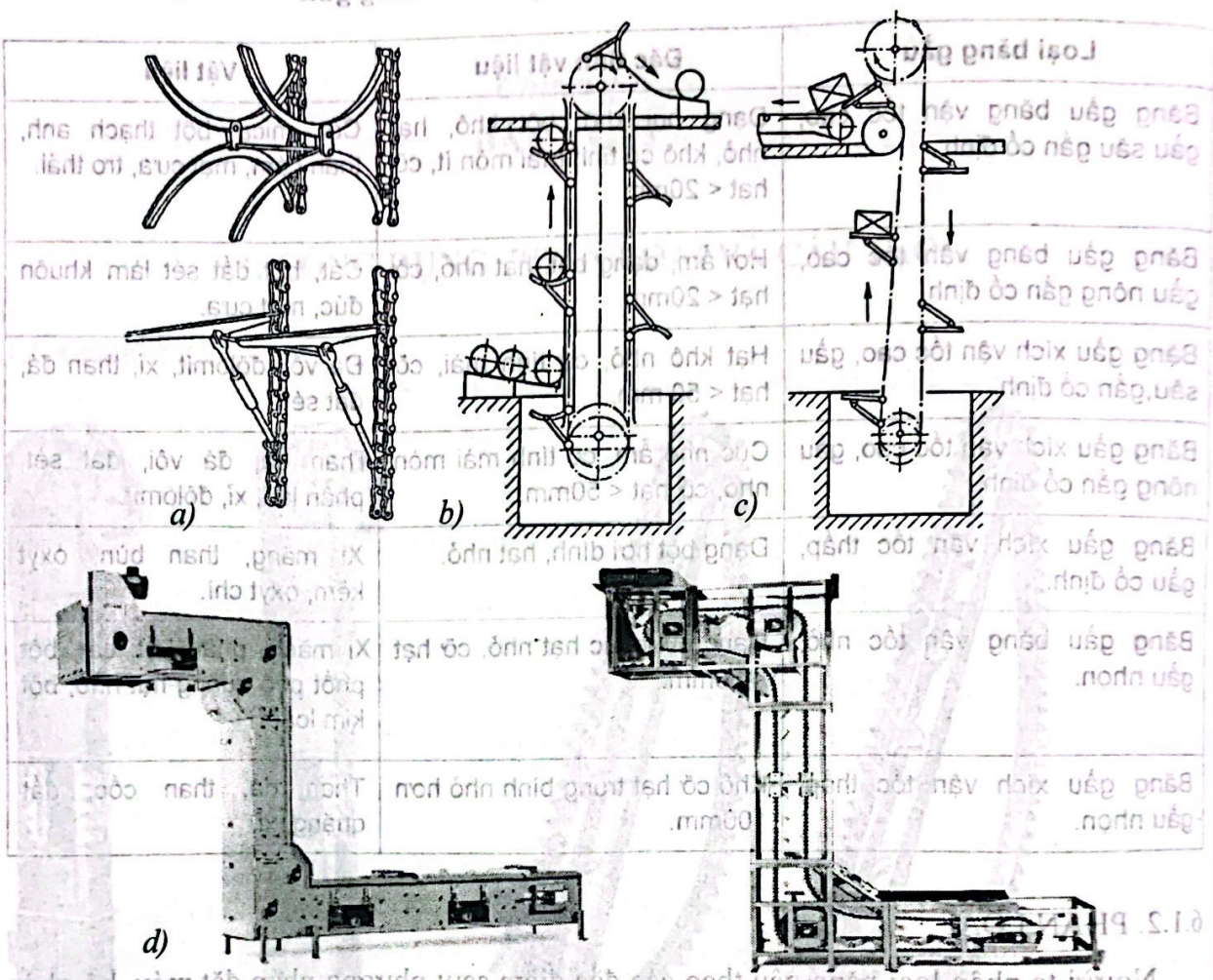
Băng gầu có phần trên nghiêng, dỡ tải sẽ dễ dàng nhưng kết cấu phức tạp hơn. Theo cách này còn có loại khá đặc biệt là loại ngang - đứng có gầu tự lật, H6.2d.

2. Theo loại bộ phận kéo người ta phân ra bộ phận kéo bằng dây băng (H6.1d), bộ phận kéo bằng xích (H6.1c) và bộ phận kéo bằng cáp. Bộ phận kéo bằng cáp ít được sử dụng vì hay trượt và độ cứng nhỏ.

Bộ phận kéo bằng dây băng có thể là băng vải cao su như trong băng đai hoặc là đai vải cao su trong bộ truyền động đai. Cũng có thể dùng dây đai bện bằng sợi gai làm băng kéo nhưng chỉ dùng cho các máy có công suất nhỏ (năng suất dưới 100t/h) và tuổi thọ của băng không quá một năm. Xích kéo dùng trong băng gầu có thể là xích bản, xích hàn hoặc xích chuyên dùng cho băng gầu (H6.2).

Scanned with CamScanner

3. Theo gầu chứa vật liệu



***Hình 6.2.** Các dạng khác của băng gầu*

Gầu là bộ phận đặc trưng của băng gầu vận chuyển vật liệu rời. Kết cấu và kích thước của gầu tuỳ thuộc vào kích thước và các tính chất vật lý của vật liệu. Theo kết cấu của gầu, băng gầu chia thành các loại khác nhau như băng gầu đáy tròn, băng gầu sâu, băng gầu nông và băng gầu có thành dẫn hướng. Các loại băng gầu kể trên được dùng rộng rãi trong các ngành công nghiệp. Khi cần thoát nước cho vật liệu vận chuyển, người ta dùng gầu có lỗ ở đáy và hai bên thành.

Theo nguyên lý của băng gầu, người ta còn chế tạo ra nhiều dạng thiết bị mang hàng khác nhau để vận chuyển hàng đơn chiếc dạng hộp (H6.2c) hay hàng dạng ống trụ tròn (H6.2a,b).

4. Theo vận tốc chuyển động

Băng gầu được chia làm hai loại: cao tốc và thấp tốc.

Băng gầu cao tốc có tốc độ của bộ phận kéo từ 1,25 - 2 m/s. Thường dùng vận chuyển các loại vật liệu dạng bột, vật liệu cục nhỏ và vừa. Gầu của loại này thường có

Scanned with CamScanner

dạng gầu xúc. Gầu chuyển động quanh tang dưới, xúc vật liệu rồi nâng lên. Để dỡ tải được tốt, tang trên phải nhô ra để vật liệu tự rơi vào máng dỡ tải.

Băng gầu thấp tốc - có tốc độ của bộ phận kéo từ 0,4-1 m/s. Thường dùng vận chuyển các loại vật liệu nhám, có cục vừa, vật liệu kém linh động.

5. Theo phương pháp dỡ tải

Theo đặc tính dỡ tải người ta chia băng gầu làm hai loại: loại dỡ tải bằng lực ly tâm và loại dỡ tải nhờ trọng lượng bản thân của vật liệu.

Phương pháp dỡ tải phụ thuộc vào tốc độ chuyển động của gầu, đường kính tang hoặc đĩa xích, loại cao tốc dỡ tải bằng lực ly tâm, loại thấp tốc dỡ tải bằng trọng lực. Nhưng nói chung dỡ tải ở băng gầu thường thực hiện theo cả hai cách trên: Lúc đầu dỡ theo trọng lực, phần còn lại theo lực ly tâm.

Ngoài ra, còn có thể phân loại băng gầu theo các cách khác như theo phương pháp vào tải, theo kết cấu vỏ băng...

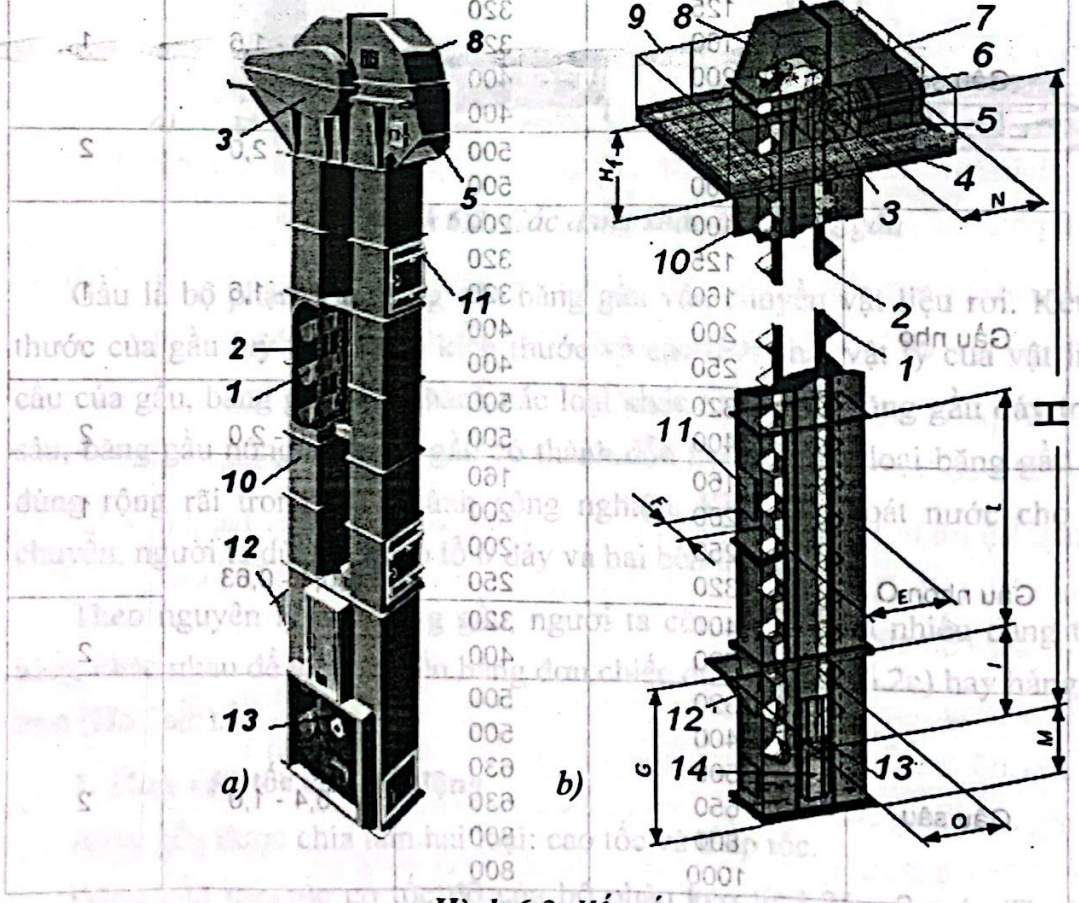
Bảng 6.2. Đặc tính kỹ thuật một số băng gầu

Loại	Kiểu gầu	Chiều rộng gầu, mm	Bước gầu, mm	Vận tốc, m/s	Số xích
Băng gầu xích vận tốc cao	Gầu sâu	100 125 160 200 250	200 320 320 400 400	0,8 - 1,6	1
		320 400	500 500	1,0 - 2,0	2
	Gầu nhỏ	100 125 160 200 250	200 320 320 400 400	0,8 - 1,6	1
		320 400	500 500	1,0 - 2,0	2
Băng gầu xích vận tốc thấp	Gầu nhọn O	160 200 250 320	160 200 200 250	0,4 - 0,63	1
		400 500	320 400		2
	Gầu sâu	320 400 500 650 800 1000	500 500 630 630 800 800	0,4 - 1,0	2

Scanned with CamScanner

Loại	Kiểu gầu	Chiều rộng gầu, mm	Bước gầu, mm	Vận tốc, m/s	Số xích
Băng gầu dây băng vận tốc cao	Gầu sâu	100 125 160 200 250	200 320 320 400 400	0,8 - 1,6	1
		320 400	500 500	1,0 - 2,0	1
	Gầu nhỏ M	100 125 160 200 250	200 320 320 400 400	0,8 - 1,6	1
		320 400	500 500	1,0 - 2,0	1
Băng gầu dây băng thấp tốc	Gầu nhọn O	160 200 250 320 400	160 200 200 250 320	0,4 - 0,63	1

6.1.3. CẤU TẠO VÀ NGUYÊN LÝ HOẠT ĐỘNG



Hình 6.3. Kết cấu băng gầu

Scanned with CamScanner

Băng gầu (H6.3.b) gồm các bộ phận chính sau: tang dẫn 7 hay đĩa xích (H6.3a) hoặc pu ly cáp, thường lắp ở đầu trên; tang (đĩa xích, ròng rọc) bị dẫn 13 lắp ở phía dưới, các tang này lắp trên khung thép 10; bộ phận kéo có thể là băng 2, xích (H6.3a) hoặc cáp, có lắp các gầu 1. Trục tang dẫn nối với trục ra của hộp giảm tốc 3, còn trục tang bị dẫn lắp với cơ cấu căng băng 14, cơ cấu căng băng cùng tang 13 có thể trượt được trên khung kim loại để điều chỉnh lực căng của bộ phận kéo.

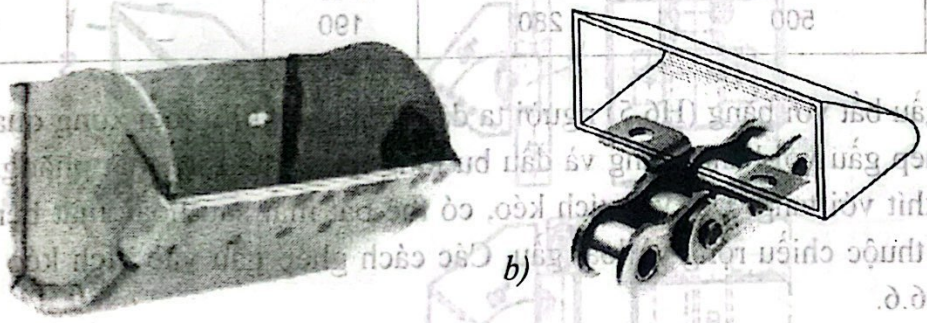
Bộ phận dẫn động gồm động cơ dẫn động 6 và hộp giảm tốc 3, ghép trên khung kim loại ở đầu trên 8. Ở một số băng gầu sau hộp giảm tốc còn lắp thêm bộ truyền xích hoặc bộ truyền đai. Khi động cơ 6 quay, truyền chuyển động qua khớp nối, qua hộp giảm tốc cho tang dẫn. Khi tang quay, nó truyền chuyển động cho băng, kéo băng, gầu và vật liệu lên phía trên, rồi dỡ vật liệu ra ngoài qua cửa ra tải 5. Chất tải cho gầu ở phần dưới của băng, vật liệu chảy theo máng cấp liệu qua cửa vào tải 12 rót trực tiếp vào gầu, hoặc rót xuống đáy băng, sau đó gầu chuyển động qua đó xúc vật liệu. Để đảm bảo an toàn người ta bố trí phanh hay thiết bị hãm cóc.

Ngoài ra, còn có cửa thăm 11, sàn đi lại 4 và các thiết bị cần thiết khác phục vụ cho sự làm việc của băng.

6.2. CÁC BỘ PHẬN CHỦ YẾU CỦA BĂNG GẦU

6.2.1. BỘ PHẬN CÔNG TÁC

1. Gầu chứa vật liệu



a) *b)*

***Hình 6.4.** Gầu chứa vật liệu*

Gầu (H6.4a) được chế tạo bằng phương pháp hàn, tán đinh hoặc đúc. Gần đây người ta còn dùng gầu chế tạo bằng chất dẻo. Gầu hàn được dùng rộng rãi hơn cả. Gầu hàn được chế tạo bằng thép lá có chiều dày 3- 4mm. Gầu dùng để vận chuyển các vật liệu nặng và cứng, sắc cạnh có chiều dày tới 6mm.

Gầu có các loại: gầu đáy tròn, gầu sâu và gầu nông. Miệng gầu được viền thêm một dải thép lá để tăng cường độ cứng và độ bền mòn cho gầu. Với chiều rộng miệng gầu lớn thường hàn thêm các gân tăng cứng phía trong để tăng độ cứng vững cho gầu. Kích thước của một số gầu cho trong bảng 6.2.

Scanned with CamScanner

Bảng 6.3. Kích thước của gầu

Kiểu gầu	Kích thước, mm				Dung tích, (lít)
	Chiều dài gầu B	Chiều ngang A	Chiều cao h	Bán kính đáy R	
Gầu sâu, đáy tròn	100	75	80	25	0,20
	125	90	95	30	0,44
	160	105	110	35	0,60
	200	125	135	40	1,25
	200	140	150	45	2,05
	320	175	190	55	4,05
	400	195	210	60	6,30
	500	235	255	75	12,10
	650	250	275	80	18,00
	800	285	325	85	32,00
	1000	310	355	95	45,00
Gầu nông, đáy tròn	100	50	65	25	0,1
	125	65	85	30	0,2
	160	75	100	35	0,35
	200	95	130	40	0,75
	250	120	160	55	1,40
	320	145	190	70	2,70
	400	170	220	85	4,20
Gầu nhọn,có bề mặt bên dẫn hướng O	160	105	155	–	0,65
	200	125	195	–	1,30
	250	140	195	–	2,00
	320	165	245	–	4,00
	400	225	310	–	7,80
	500	280	190	–	16,50

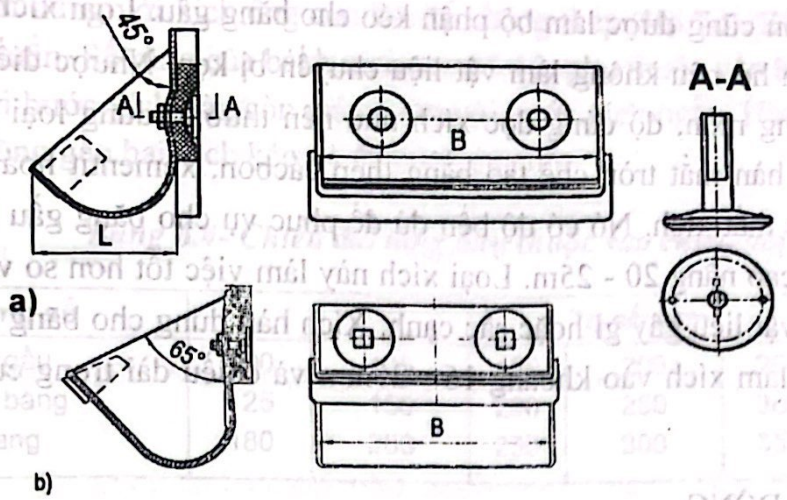
Đối với gầu bắt với băng (H6.5) người ta dập lõm phần kim loại xung quanh lỗ bắt vít, để khi ghép gầu với băng, băng và đầu bu lông nằm trên một mặt phẳng, nhờ vậy băng sẽ ôm khít với tang. Đối với xích kéo, có thể bắt mặt sau hoặc mặt bên của gầu với xích, tuỳ thuộc chiều rộng và loại gầu. Các cách ghép gầu vào xích kéo trình bày trên H6.4b, H6.6.

2. Thiết bị kéo

Thiết bị kéo của băng gầu có thể dùng dây băng hoặc dây xích.

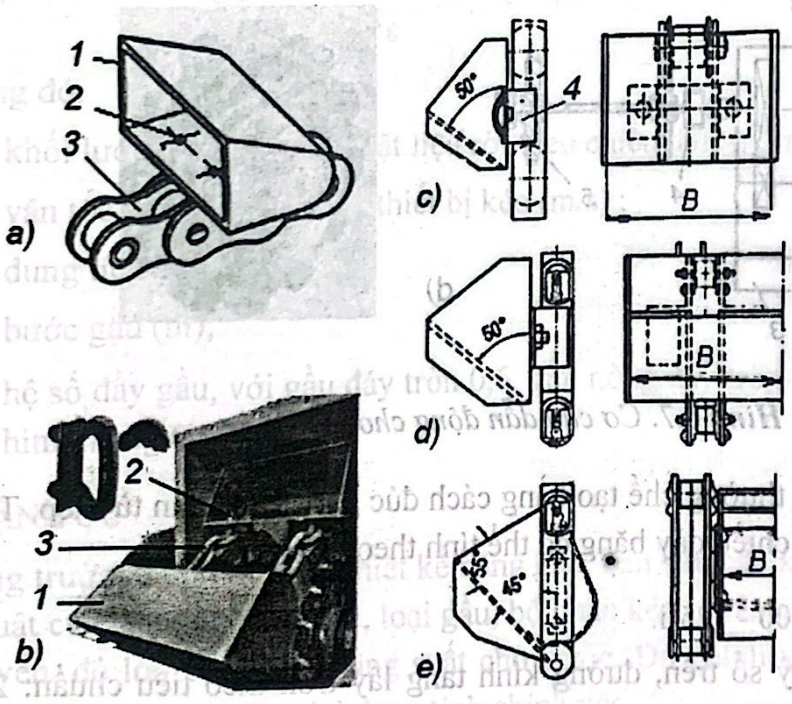
Băng kéo thường là băng vải cao su có số lớp vải i ≥ 4. Chiều rộng băng lớn hơn chiều rộng gầu từ 50-100mm. Nối hai đầu băng bằng đinh tán hoặc băng sấy ép. Gầu được kẹp chặt với băng bằng bulông (H6.5). Mũ bu lông phải to và có mặt côn để giảm ứng suất tập trung. Khi chuyển vật liệu nhẹ hoặc chiều rộng gầu B nhỏ gầu thường được kẹp vào băng bằng một bulông, còn đối với vật liệu nặng và chiều rộng gầu B lớn thường ghép gầu với băng bằng hai bulông. Với năng suất nhỏ và băng hẹp, người ta bố trí gầu một hàng dọc theo băng. Còn khi năng suất lớn, chiều rộng băng lớn có thể bố trí gầu thành hai hàng lệch nhau.

Scanned with CamScanner



Hình 6.5. Kẹp gầu vào dây băng

Bộ phận kéo bằng xích được dùng rộng rãi trong băng gầu do có lực kéo lớn, ít mòn, độ cứng dọc vừa phải. Bước xích từ 100-630mm. Gầu rộng 250mm nên dùng 1 dải xích, lớn hơn dùng hai dải xích. Xích kéo của băng gầu làm việc trong điều kiện rất nặng (lực kéo lớn, va đập do vật liệu rơi vào mắt xích khi chất tải), nên chốt xích và ống lót phải có độ rắn lớn, độ hở giữa chúng phải vừa phải, trong khoảng từ 0,2 đến 0,6 mm. Độ rắn của chốt xích và ống lót phải nằm trong khoảng HRC 40- 56. Độ rắn này đạt được bằng cách chọn vật liệu phù hợp và chế độ nhiệt luyện thích đáng. Để vận chuyển các vật liệu gây gỉ phải dùng xích chế tạo bằng các loại thép chống gỉ.



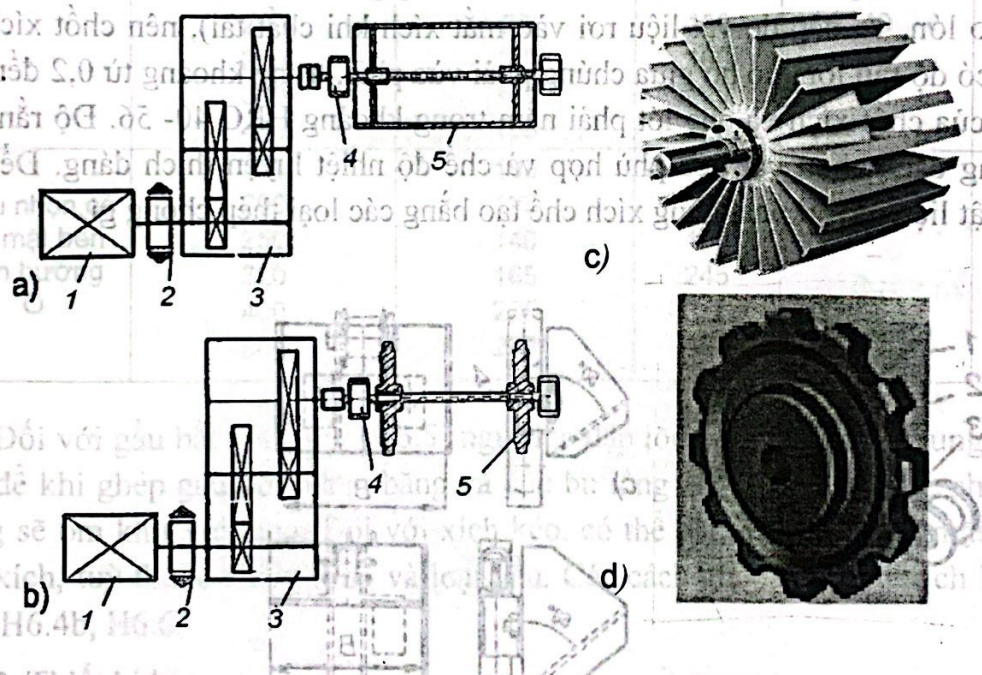
Hình 6.6. Gầu, xích và liên kết
a, c- Gầu lắp trên một xích kéo; b- Liên kết gầu và xích hàn; d, e- Gầu có hai xích kéo.
1- Gầu; 2- Bu lông liên kết; 3- Xích; 4- Má xích gập ngang.

Scanned with CamScanner

Xích hàn mắt tròn cũng được làm bộ phận kéo cho băng gầu. Loại xích này có kết cấu nối các mắt xích hở nên không làm vật liệu chuyển bị kẹp. Nhược điểm của xích hàn mắt tròn là chóng mòn, độ cứng dọc xích nhỏ nên thường dùng loại gầu gắn cố định với xích. Xích hàn mắt tròn chế tạo bằng thép cácbon, xêmentit hoá những chỗ mặt tiếp xúc của các mắt xích. Nó có độ bền đủ để phục vụ cho băng gầu loại nhỏ và trung bình có chiều cao nâng 20 - 25m. Loại xích này làm việc tốt hơn so với xích bản khi vận chuyển các vật liệu gây gỉ hoặc sắc cạnh. Xích hàn dùng cho băng gầu thường có đường kính thép làm xích vào khoảng 16 - 25mm và chiều dài trong của mắt xích khoảng 50 - 75mm.

6.2.2. CƠ CẤU DẪN ĐỘNG

Bộ phận dẫn động đặt ở phần trên của máy. Thường ở băng gầu xích, trục dẫn động đồng thời là trục kéo căng. Mặc dù bố trí như vậy lực kéo căng sẽ lớn hơn nhưng về kết cấu và điều chỉnh thuận lợi hơn.



Hình 6.7. Cơ cấu dẫn động cho băng gầu

Tang của băng gầu thường chế tạo bằng cách đúc gang hoặc hàn từ thép. Tỷ lệ giữa đường kính trong D và chiều dày băng có thể tính theo công thức:

$$D = (100 - 125)i.$$

Sau khi xác định tỷ số trên, đường kính tang lấy tròn theo tiêu chuẩn: 250, 320, 400, 500, 630,800 và 1000mm.

Để định tâm băng người ta chế tạo tang hình trống: phần giữa trụ, còn hai đầu côn, với độ nghiêng khoảng 1°. Chiều dài tang phụ thuộc vào chiều rộng gầu (bảng 6.3). Để tăng lực kéo có thể dùng các loại tang tăng ma sát (H6.7c).

Scanned with CamScanner

Đĩa xích dùng với xích ống con lăn đúc bằng thép (H6.7d). Biên dạng răng chế tạo theo tiêu chuẩn. Số răng của bánh xích z = 6 - 12, phụ thuộc vào bước xích. Giá trị nhỏ nhất đối với bước xích dài, còn giá trị lớn với bước xích ngắn. Hình 6.7b,d là sơ đồ dẫn động của băng gầu hai xích kéo và đĩa xích của nó.

Bảng 6.4- Chiều dài tang phụ thuộc vào chiều dài gầu

Thông số	Trị số, mm						
Chiều rộng gầu	100	125	160	200	250	320	400
Chiều rộng băng	125	150	200	250	300	400	500
Chiều dài tang	180	200	250	300	350	450	550

6.3.TÍNH TOÁN BĂNG GẦU

6.3.1. NĂNG SUẤT

Khi băng gầu vận chuyển vật liệu rời, nếu vận tốc, loại gầu và bước gầu đã biết, năng suất khối lượng của băng gầu được xác định theo công thức (2.2):

$$Q_m = 3600.\ q_v.v.\ (kg/h)$$

$$Q_m = 3{,}6.q_v.v.\ (T/h)$$

Hay:
$$Q_m = 3{,}6.\frac{\gamma.\psi.V_g}{t_g}.v \quad (T/h) \qquad (6.1)$$

Trong đó:

q_v - khối lượng phân bố của vật liệu rời theo chiều dài (kg/m) ;

v - vận tốc chuyển động của thiết bị kéo (m/s) ;

V_g - dung tích gầu (m^3);

t_g - bước gầu (m);

ψ - hệ số đầy gầu, với gầu đáy tròn 0,6, gầu nông đáy tròn 0,4; gầu nhọn 0,74; gầu hình thang 0,85.

6.3.2. VẬN TỐC

Trong trường hợp tính toán thiết kế băng gầu, ban đầu cần xác định sơ bộ các thông số kỹ thuật của băng như vận tốc, loại gầu, bộ phận kéo... trên cơ sở căn cứ vào loại vật liệu chuyển, độ lớn cỡ hạt và năng suất cho trước. Độ chính xác của các thông số đó được hiệu chỉnh thêm trong giai đoạn tính chính xác.

Thông số vận tốc cần xác định hợp lý. Đối với băng gầu vận tốc cao, dỡ tải nhờ lực ly tâm, vận tốc và đường kính tang có quan hệ mật thiết với nhau, khi vận tốc tăng thì đường kính tang cũng phải tăng theo. Nếu chọn vận tốc quá lớn thì đường kính tang

Scanned with CamScanner

phải nhỏ, dưới tác dụng của lực ly tâm, vật liệu sẽ bị dỡ sớm làm giảm năng suất của máy. Nếu nhỏ quá, năng suất của băng cũng giảm, hiệu quả dỡ tải không cao. Vận tốc của băng gầu tốc độ cao chọn trong khoảng 1,0 - 3,0 m/s. Qua xác định bằng tính toán, đường kính D của tang (hoặc đĩa xích, ròng rọc) và vận tốc của bộ phận kéo đảm bảo dỡ tải tốt của băng gầu phụ thuộc nhau như sau:

D (mm)	250	320	400	500 630	800 1000
v (m/s)	0,8 - 1,0	1- 1,25	1- 1,25	1,25 - 1,6	1,6 - 2,0

Đối với băng gầu vận tốc thấp, vận tốc bộ phận kéo có thể chọn trong khoảng 0,32 - 0,63 m/s.

Vận tốc của băng gầu thẳng đứng được tiêu chuẩn hoá theo dãy trị số sau: 0,32; 0,4; 0,5; 0,63; 0,8; 1,0; 1,25; 1,6; và 2 m/s.

6.3.3. TÍNH CHỌN GÀU

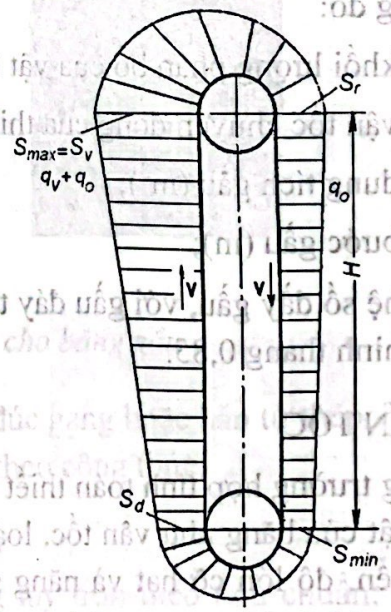
Xuất phát từ năng suất cho trước của máy, có thể xác định dung tích tương đối của gầu trên một mét bộ phận kéo có thể xác định theo công thức (2.10):

$$\frac{V_g}{t_k} = \frac{Q_v}{3,6v\psi}, \text{(l/m)}$$

Từ giá trị tính được kết hợp với kích thước hạt của vật liệu vận chuyển để xác định chiều rộng gầu và các kích thước cơ bản của nó. Kích thước lớn nhất của vật liệu vận chuyển không được lớn hơn $0,5B_g$ đối với vật liệu không phân cấp cỡ hạt; và không lớn hơn $0,25B_g$ đối với vật liệu đã phân cấp cỡ hạt (B_g - Chiều rộng miệng gầu). Các thông số kỹ thuật của gầu có thể chọn ở bảng 6.5.

6.3.4. TÍNH TOÁN THIẾT BỊ KÉO

Tính toán lực kéo tiến hành theo phương pháp đuổi điểm theo chiều chuyển động của bộ phận kéo, bắt đầu từ điểm ra khỏi tang dẫn. Lực kéo nhỏ nhất chọn ở điểm vào của bộ phận kéo ở tang bị dẫn (tang dưới).



Hình 6.8. Biểu đồ lực căng ở thiết bị kéo của băng gầu

Đối với thiết bị kéo là dây băng, lực căng lớn nhất ở điểm vào tang dẫn, không kể tải trọng động xác định theo công thức:

$$S_{max} = S_v = S_d + (q_o + q_v) . H, \text{(N)} \quad (6.2)$$

S_d - lực căng ở điểm ra của tang dưới.

Scanned with CamScanner

Đối với thiết bị kéo là xích, lực căng tính toán lớn nhất cần phải kể đến tải trọng động, do đó:

$$S_{max} = S_v + S_{do} = S_d + (q_o + q_v) . H + S_{do} \quad (6.3)$$

Đối với thiết bị kéo hai xích, lực kéo tính toán lớn nhất trong một xích sẽ là:

$$S_{max} = 1{,}15 \frac{S_t + S_d}{2}, N \quad (6.4)$$

H - chiều cao nâng gầu, m;

1,15 - hệ số kể đến sự phân bố lực căng không đều;

q_o - trọng lượng đơn vị của một mét bộ phận kéo;

q_v - trọng lượng của một mét vật liệu vận chuyển;

S_{do} - tải trọng động trong xích.

Bảng 6.5. Đặc tính kỹ thuật của gầu

Chiều rộng gầu, mm	Gầu sâu			Gầu nông M			Gầu nhọn O			Gầu có thành định hướng đáy tròn C		
	Dung tích, *l*	Bước gầu, mm	Dung tích đơn vị, l/m	Dung tích, l	Bước gầu, mm	Dung tích đơn vị, l/m	Dung tích, l	Bước gầu, mm	Dung tích đơn vị, l/m	Dung tích, l	Bước gầu mm	Dung tích đơn vị, l/m
100	0,33	200	1,6	0,18	200	0,90	-	-	-	-	-	-
125	0,64	320	2,0	0,37	320	1,20	-	-	-	-	-	-
160	1,00	320	3,2	1,65	320	2,00	1,2	160	7,5	-	-	-
200	2,00	400	5,0	1,30	400	3,30	2,4	200	12,1	-	-	-
250	3,20	400	8,0	2,50	400	6,30	3,4	200	16,8	-	250	30
320	6,40	500	12,8	4,50	500	9,00	6,8	250	2741	7,6	320	52
400	9,80	500	20,0	7,90	500	15,80	13,1	320	68-	16,6	400	84
500	18,60	630	30,0	–	-	-	27,0	400	-	33,0	500	140
650	27,50	630	44,0	-	-	-	-	-	-	70,0	630	220
800	47,1	800	59,0	-	-	-	-	-	-	138	630	275
1000	67,3	800	84,0	-	-	-	-	-	-	172		

$$q_v = \frac{Q\gamma}{0{,}36v}, (N/m)$$

Trong đó:

γ - trọng lượng riêng của vật liệu tơi vụn, T/m^3;

Q_m - năng suất trọng lượng, T/h;

Scanned with CamScanner

Sức căng S_d tại điểm rời tang dưới:

$$S_d = S_{min} + \sum W, (N) \quad (6.5)$$

Trong đó:

S_{min} - lực căng nhỏ nhất trong bộ phận kéo.

Chọn sơ bộ S_{min} = 500 - 2000, N.

Đối với băng gầu thẳng đứng dây băng kéo hay xích kéo với tang trơn.

$$S_{min} \geq \frac{(q_0 + q)H - q_0 H e^{\mu\alpha} + \sum W}{e^{\mu\alpha} - 1}, (N) \quad (6.6)$$

nhưng không được nhỏ hơn 1000N

Đối với băng gầu đặt nghiêng dây băng kéo hoặc xích kéo với tang trơn

$$S_{min} \geq \frac{(q_o + q)(H + L\omega) - q_o(H - L\omega)e^{\mu\alpha} + \sum W}{e^{\mu\alpha} - 1}, (N) \quad (6.7)$$

nhưng không được nhỏ hơn 1000N.

Trong các công thức trên các ký hiệu:

μ - hệ số ma sát giữa bộ phận kéo và tang;

α - góc ôm bộ phận kéo trên tang dẫn, rad;

L - khoảng cách 2 tang theo hình chiếu bằng, m;

ω - hệ số cản chuyển động của xích kéo.

$$\omega = c\frac{2k + fd}{D}; \quad (6.8)$$

Trong đó:

k - hệ số ma sát lăn, lấy trong khoảng 0,5 - 1,2 mm;

d - đường kính ống xích hoặc ổ lăn, mm;

D - đường kính bánh lăn của xích, mm;

c = 1,1-1,2 - hệ số ma sát của gờ bánh lăn của xích, trường hợp bánh lăn không có gờ c = 1,0;

f - hệ số ma sát giữa chốt và ống lót, hoặc giữa bi và vành lăn của ổ lăn, f = 0,01 - 0,03 - đối với ổ lăn, f = 0,15 - 0,25 - đối với xích ống con lăn.

Tải trọng động trong xích:

$$S_{do} = 3.\frac{G_K.v^2}{z^2 t_x}, (N) \quad (6.9)$$

Trong đó:

G_K - trọng lượng chuyển động của bộ phận kéo

Scanned with CamScanner

$$G_K = (2q_o + q_v)H\ ,\ (N) \qquad (6.10)$$

Trong đó:

z - số răng đĩa xích;

t_x - bước xích, m.

Lực cản chuyển động của bộ phận kéo:

$$\Sigma W = W_d + W_x,\ (N) \qquad (6.11)$$

W_d - lực cản của trục dưới:

$$W_d = \xi_d.S_{min},\ (N) \qquad (6.12)$$

ξ_d - hệ số cản ở trục dưới, chọn như sau:

Bộ phận kéo	Trị số ξ_d	
	Ổ trượt	Ổ lăn
Xích	0,06 - 0,08	0,01 -,05
Băng	0,05 - 0,08	0,03 -,01

W_x - lực cản xúc vật liệu: $W_x = k_1 q_0$, (N).

k_1 = 2 -5 - hệ số phụ thuộc loại băng gầu, vận tốc và kích thước vật liệu.

Sau khi xác định được lực kéo tính toán cực đại, căn cứ vào trị số đó để chọn dây băng hoặc xích. Biểu đồ lực căng băng như (H6.8).

Số lớp vải cao su cần thiết khi bộ phận kéo là băng:

$$i \geq \frac{S_{max} k_2}{k_p B.k_3} \qquad (6.13)$$

Trong đó:

k_2 - hệ số dự trữ bền của băng:

Số lớp vải cao su	2-4	5-8	9-14
k_2	10	11	12

k_p - giới hạn bền của một đơn vị dài của lớp vải:

băng vải ОПБ ..... 115 N/mm

băng vải Б820 ..... 55 N/mm

k_3 - hệ số kể đến sự giảm sức bền do các chỗ nối gầu với băng k_3 = 0,7- 0,9

B - chiều rộng của băng, mm.

Xích chọn theo tải trọng cho phép:

$$[S] = \frac{S_p}{k_4} \geq S_{max} \qquad (6.14)$$

Scanned with CamScanner

Trong đó:

S_p - lực kéo đứt xích, (N) lấy theo tiêu chuẩn;

k_4 - hệ số dự trữ bền:

k_4 = 8- 10 - đối với xích bản;

k_4 = 8 ÷ 14 - đối với xích hàn mắt tròn.

Lực kéo ở đầu ra của tang dẫn:

$$S_r = S_{min} + q_o \cdot H, (N) \quad (6.15)$$

Lực vòng trên tang dẫn:

$$P = (S_v - S_r) \cdot (1 + \xi), (N) \quad (6.16)$$

Công suất trên trục tang dẫn:

$$N_B = \frac{P.v}{1000\eta}, kW \quad (6.17)$$

	Bộ phận kéo	
	Xích	Băng
Hệ số cản ở trục dưới	0,06 ÷ 0,08	0,05 - 0,08

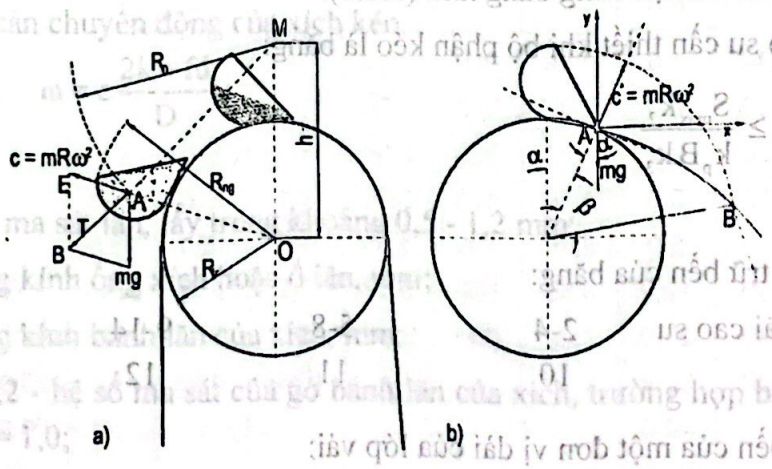
η - hiệu suất của bộ truyền.

Công suất của động cơ

$$N = (1,1 - 1,2) \cdot N_B, (kW) \quad (6.18)$$

6.3.5. QUÁ TRÌNH DỠ TẢI CỦA BĂNG GẦU

Đối với băng gầu vận tốc cao, dỡ tải bằng ly tâm. Vận tốc và đường kính tâm quay có quan hệ mật thiết với nhau, khi vận tốc tăng, đường kính cũng phải tăng theo.



Hình 6.9. Dỡ tải của băng gầu

Xét gầu tải đang chuyển động quay trên tang dẫn đến vị trí dỡ tải (H6.9). Tại vị trí A trọng tâm gầu và vật liệu có lực ly tâm $m.R.\omega^2$ và trọng lực m.g. Hợp lực T của hai lực trên kéo dài gặp đường thẳng đứng qua tâm của tang tại điểm M, xét hai tam giác đồng dạng OAM và BAE ta có:

Scanned with CamScanner

$$\frac{OM}{OA} = \frac{m.g}{m.\omega^2.R} = \frac{g}{R.\omega^2}$$

Ở đây OA = R, $\omega = \frac{\pi.n}{30}$, OM = h = $\frac{g}{\omega^2}$

Nếu h < R_t thì lực ly tâm ảnh hưởng tới vật liệu khi dỡ tải, loại này gọi là dỡ tải bằng ly tâm.

Nếu h > R_n thì trọng lực ảnh hưởng tới vật liệu khi dỡ tải, loại này gọi là dỡ tải bằng trọng lượng bản thân vật liệu.

Tâm M không nằm trong khoảng R_t và R_n, điều kiện dỡ tải của gầu không cần xét tới.

Để lựa chọn dạng gầu, việc đổ hết vật liệu và kiểm tra bước gầu nhất thiết phải biết quỹ đạo của chuyển động của hạt vật liệu khi ra khỏi gầu tải. Xét trên H6.9b, tại vị trí P vật liệu bắt đầu dỡ ra khỏi gầu. Trên các hạt, tại cạnh dưới của đáy gầu không có một phản lực nào của gầu tác dụng lên vật liệu mà chỉ ảnh hưởng của trọng lực và ly tâm do khối lượng vật liệu gây nên, do đó có thể viết:

$$m.R.\omega^2 - mg.\cos\alpha = 0$$

Từ đó: $\cos\alpha = \frac{R.\omega^2}{g} = \frac{V^2}{R.g}$

Về mặt lý thuyết, các hạt vật liệu chuyển động theo quỹ đạo Parabol, phương trình toạ độ được thiết lập theo xPy H6.9b:

$$\begin{cases} x = v.\cos\alpha.t \\ y = -v.\sin\alpha.t - \frac{1}{2}.g.t^2 \end{cases}$$

Từ hai công thức trên xác định được:

$$y = -\operatorname{tg}\alpha.x - \frac{g}{2.v^2\cos^2\alpha}.x^2 \qquad (6.19)$$

Đường di chuyển của hạt vật liệu ký hiệu là s. Quỹ đạo này gặp quỹ đạo ngoài của miệng gầu tại Q, đường s' xác định vị trí giới hạn an toàn làm phễu hứng vật liệu. Ta có thể xác định điểm Q hay có thể xác định góc β và từ đó tìm được thời gian quay một góc β của gầu:

$$t_q = \frac{\beta}{\omega} = \frac{30.\beta}{\pi.n} \qquad (6.20)$$

Trong đó n là số vòng quay của tang chủ động. Thay giá trị này vào công thức 16.5 được:

$$x = v.\cos\alpha.\frac{30.\beta}{\pi.n} \qquad (6.21)$$

Chọn x > x' thì sự va chạm giữa gầu và vật liệu sẽ không xảy ra.

Scanned with CamScanner

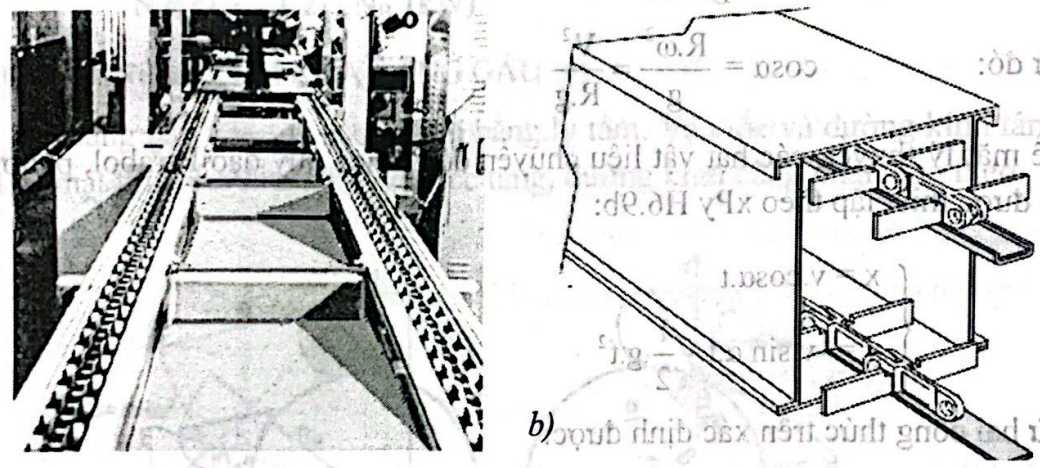
Chương 7

BĂNG GẠT

7.1. CÔNG DỤNG, CẤU TẠO VÀ PHÂN LOẠI

7.1.1. CÔNG DỤNG VÀ ĐẶC ĐIỂM CỦA BĂNG GẠT

Băng gạt (còn gọi là băng cào, máng cào), được sử dụng rộng rãi để vận chuyển nhiều loại vật liệu rời như than ở các xí nghiệp mỏ hoặc ở các nhà máy tuyển khoáng, vật liệu xây dựng trên các công trường khai thác cát đá sỏi. Năng suất máng cào có thể đạt tới 400t/h, chiều dài vận chuyển L = 300 - 500m với công suất các động cơ dẫn động 150- 200 kW.



a) *b)*

Hình 7.1. Băng gạt

a- Băng gạt hai xích kéo; b- Băng gạt một xích kéo

Băng gạt được sử dụng rộng rãi nhờ các ưu điểm sau:

- Năng suất cao và ổn định, ít phụ thuộc vào độ ẩm và kích thước của cục vật liệu vận chuyển.

- Có thể vận chuyển theo tuyến ngang hoặc nằm nghiêng với góc nghiêng không quá 30°. Hoặc có thể đặt trên nền mấp mô sóng lượn (khi độ nghiêng quá 6° năng suất bắt đầu giảm).

- Kết cấu đơn giản và dễ dàng thay đổi chiều dài.

- Chất tải vào máng dễ dàng vì thành máng thấp.

- Làm việc ít tiếng ồn.

Scanned with CamScanner

- Có thể sử dụng làm giá trượt cho máy liên hợp.

- Có thể dịch chuyển vị trí cả máng cào không cần tháo dỡ từng đoạn.

Tuy nhiên băng gạt có một số nhược điểm sau:

- Nguyên lý làm việc chưa được hoàn chỉnh vì tấm gạt có lúc còn trượt lên vật liệu vận chuyển.

- Làm vỡ vụn thêm vật liệu.

- Máng chứa vật liệu và xích chóng mòn.

- Trọng lượng đơn vị 1m thiết bị cao.

- Trọng lượng bộ phận chuyển động lớn.

- Chi phí năng lượng tương đối cao.

- Tải trọng động của xích tương đối lớn.

Những nhược điểm trên của băng gạt còn tuỳ thuộc vào điều kiện sử dụng vận hành. Qua thực tế sử dụng người ta thấy rằng, hiệu quả kinh tế của vận chuyển bằng băng gạt tăng khi tăng năng suất của máng cào.

7.1.2. PHÂN LOẠI

1. Theo số xích kéo

Theo xích kéo có thể chia thành băng gạt một xích, hai xích hay ba xích.

Băng gạt một xích (H7.1b) sử dụng khi năng suất, công suất vận chuyển nhỏ, chiều dài L nhỏ; còn máng cào hai hay ba xích dùng trong trường hợp năng suất, công suất vận chuyển và chiều dài lớn (H7.1b).

2. Theo kết cấu máng

Băng gạt máng hở (H7.1a) có chiều cao tấm gạt bằng chiều cao thành máng. Đôi khi lớn hơn một chút so với thành máng. Trong loại băng này, tấm gạt đẩy vật liệu thành từng khối.

Băng gạt có máng kín: (H7.1b): Máng chứa vật liệu có tiết diện kín, tránh được rơi vãi vật liệu và giảm ô nhiễm. Tấm gạt nằm lẫn trong vật liệu, có dạng định hình V, H, Z, L. Loại băng này cho phép vận chuyển theo hướng nằm ngang, nghiêng hay thẳng đứng với tốc độ từ 0,1 ÷ 0,25m/s.

3. Theo hình dạng tấm gạt

Theo hình dạng tấm gạt có thể chia băng gạt thành các loại: Băng gạt có tấm gạt chữ nhật, hình thang, hình tròn hay định hình chữ I, T, Z, U... (H7.3).

Trong loại băng gạt có tấm gạt tròn thì có đường kính máng (ống) từ 100 ÷ 225mm. Đường kính cong của ống từ 1 - 3m. Tấm gạt chế tạo bằng cao su hoặc bằng gang có bọc cao su. Tốc độ xích kéo từ 0,1 - 0,32m/s.

4. Theo số nhánh làm việc

Băng gạt một nhánh hoặc hai nhánh làm việc.

Scanned with CamScanner

Trong băng gạt, nhánh băng làm việc không những là nhánh dưới mà còn là nhánh trên vì đôi khi cùng một lúc người ta cho chuyển hàng trên hai nhánh theo hai hướng khác nhau. Khi tính toán cần chú ý tới lực cản di chuyển ở dưới và ở bên thành do lực ma sát gây nên khi kéo các lưỡi gạt. Để giảm lực ma sát này, người ta dùng loại thành bên di động được liên kết với xích kéo.

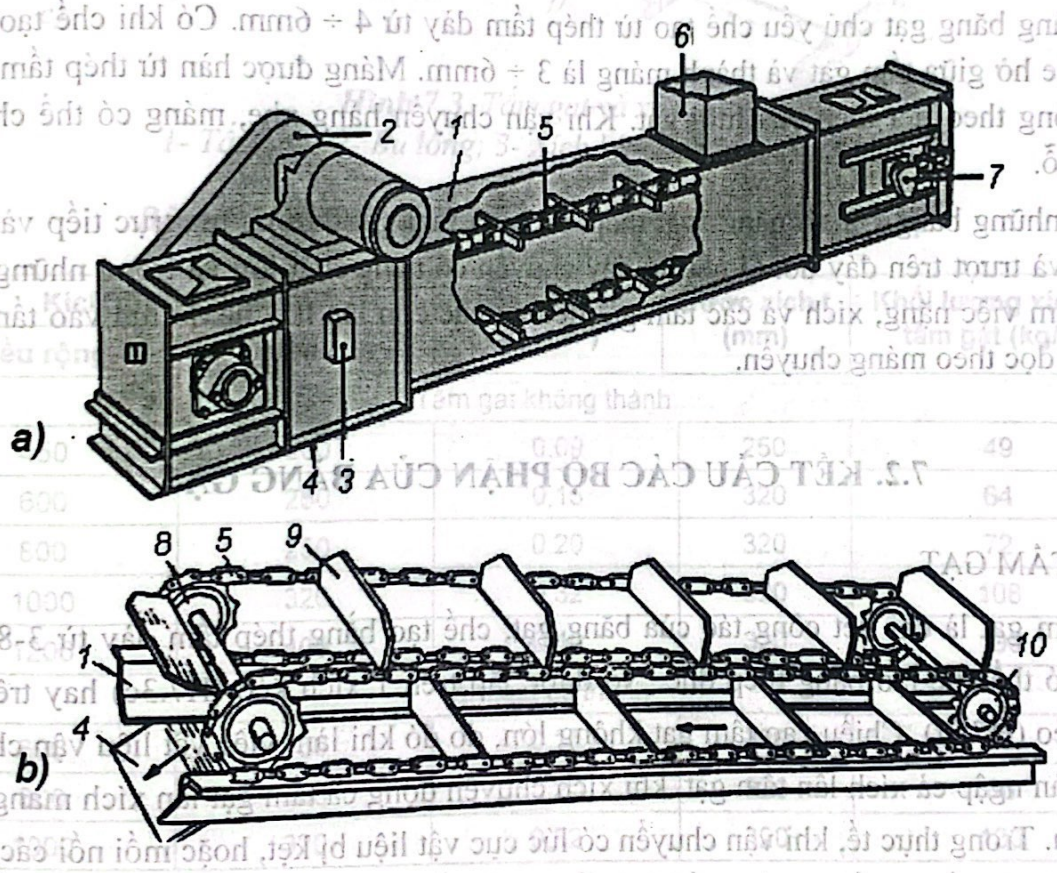
Bảng 7.1. Đặc tính kỹ thuật của một số loại băng gạt

Nước	Kiểu băng cào và hãng sản xuất	Năng suất t/h	Vận tốc m/s	Chiều dài, m	Công suất động cơ, kW
Một xích kéo					
Nga	CKP - 11	60	0,525	70	11,4
	CKP- 21	100	0,56	100	20
Anh	BritisoDripphiĐai mông	75	0,49	71	15
	25s hãng britisơ Drip phi Đai mông	80 - 250	0,46 0,58 0,69		18,4
	61HG hãng trên	60	0,43	27,5	3,68
	61AM hãng trên	90	0,49	91	11,5
Đức	EFC 20 hãng Zet Frum	50	-	-	14,7
	EFC 25 hãng Zet Frum	100	-	-	19,8
Mỹ	91C,91D hãng Dripphi	25 - 70	-	21	2,2 - 14,7
	61HG hãng Driphi	60	0,41	4,6 - 27,5	1,48 - 3,68
Ba Lan	PZL -1- 15	100	0,65	60	11
	PZL- 1-25	100	0,65	100	18,4
	PZL- 1-25A	100	0,65	100	18,4
Hung ga ri	O	10	0,5	15	3,68 - 4,4
	A-1	40	0,5	50	7,36 - 11
	B-1	60	0,5	70	14,7- 18,3
	B2	50	0,5	70	22 - 25
	C-1	100	0,5	100	29,4 - 33
Trung quốc		60	0,52	100	15
Hai xích kéo					
Nga	-KCT- 20	80	0,82	120	22
	CTP- 30	125	0,64	100	32
	KC- 9	120 - 440	0,63	80 - 420	4×32
	KC- 2	70	0,7	80	15
	KC-3	60	0,75	60	20
Anh	Piton(P30)	40 - 150	0,91	40 - 110	22
	Piton(P40)	40 - 150	0,90	100 - 200	4×22
	Piton(P80)	80 - 185	0,94	185 - 315	4×29,5
	S20R hãng Mêcô				
	Bước tấm gạt 300mm	48; 55; 65;	0,45;0,51; 0,6	91	14,7
	Bước tấm gạt 400mm	70; 82; 96;		-	-
	Bước tấm gạt 500mm	94,100; 130;		91; 136; 182	29,4; 41; 59
	S40R hãng Mêcô	92; 100;	0,56	-	nt

Scanned with CamScanner

Nước	Kiểu băng cào và hãng sản xuất	Năng suất t/h	Vận tốc m/s	Chiều dài, m	Công suất động cơ, kW
	Bước tấm gạt 400mm Bước tấm gạt 500mm	116 116	0,76		nt
Đức	PF1 hãng vecstơ phali	300	0,4; 0,73	300	4×40
	PFO hãng vecstơ phali	250	0,4; 0,65	300	4×40
	Unhiverơxan hãng Ba yên	120 - 200	0,6	200-240	88
Áo	Phecstơ	-	0,64;0,9	100	2×36,8
Balan	PTH20	100	0, 45	135	15,5
	PTH25	130	0,5	160	18,5
	PZH30	150	0,65	110	22
	PZH45	95 - 150	0,65	185	33
	PZK30	200	0,75	300	4×25

7.1.3.CẤU TẠO VÀ NGUYÊN LÝ HOẠT ĐỘNG



Hình .7.2. Sơ đồ cấu tạo băng gạt

a- Băng gạt 1 xích máng kín; b- Băng gạt 2 xích máng hở.

1. Vỏ băng (máng); 2. Bộ dẫn động; 3.Thiết bị báo tắc nghẽn; 4. Cửa ra tải; 5. Xích kéo; 6. Cửa vào tải; 7. Công tắc điều khiển an toàn và cụm căng băng; 8. Đĩa xích chủ động; 9. Tấm gạt; 10. Đĩa xích bị động.

Scanned with CamScanner

Các bộ phận chính của băng gạt (H7.2) gồm: máng cố định 1 có thể là máng kín (H7.2a) hay hở (H7.2b), xích kéo 5 có mang các tấm gạt 9 chuyển động trên máng, bộ phận dẫn động 2 và bộ phận kéo căng xích 7.

Vật liệu vận chuyển được chất vào máng qua cửa vào tải 6. Đĩa chủ động 8 chuyển động nhờ bộ dẫn động 2 gồm động cơ điện và hộp giảm tốc. Khi xích chuyển động, các tấm gạt sẽ đẩy vật liệu dịch chuyển trên máng. Nhánh công tác có thể là nhánh trên hay nhánh dưới hoặc cả hai nhánh khi cần vận chuyển vật liệu theo hai chiều khác nhau.

Đối với băng gạt có nhánh công tác phía dưới có thể dỡ tải ở cuối băng hoặc ở các vị trí trung gian. Ở các vị trí này người ta làm các cửa có nắp đậy, khi cần dỡ vật liệu, mở nắp các cửa này để vật liệu rơi ra ngoài. Sự phân bố vật liệu trên máng phụ thuộc vào mức độ chất tải, độ nghiêng máng và khoảng cách giữa các tấm gạt. Khi chất tải không đầy hoặc khi khoảng cách giữa các tấm gạt lớn hay máng cào đặt nghiêng, vật liệu sẽ dồn thành đống trước tấm gạt.

Để đảm bảo sự làm việc bình thường, xích được căng bằng thiết bị căng băng kiểu vít.

Máng băng gạt chủ yếu chế tạo từ thép tấm dày từ 4 ÷ 6mm. Có khi chế tạo bằng gỗ. Khe hở giữa tấm gạt và thành máng là 3 ÷ 6mm. Máng được hàn từ thép tấm, thép dát mỏng theo tiết diện của lưỡi gạt. Khi vận chuyển hàng nhẹ, máng có thể chế tạo bằng gỗ.

Ở những băng gạt có năng suất thấp, xích và tấm gạt thường tựa trực tiếp vào đáy máng và trượt trên đáy đó. Ở những dây chuyền có năng suất lớn và trong những điều kiện làm việc nặng, xích và các tấm gạt đều có các con lăn hay đế đỡ tựa vào tấm dẫn hướng dọc theo máng chuyền.

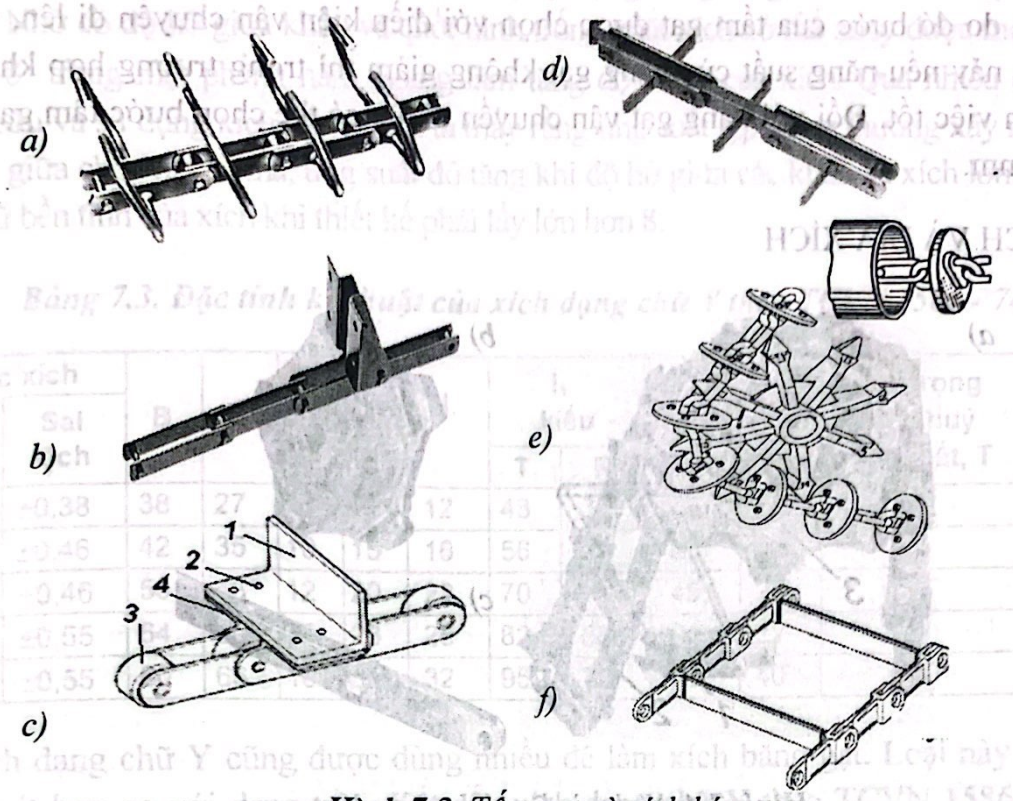
7.2. KẾT CẤU CÁC BỘ PHẬN CỦA BĂNG GẠT

7.2.1. TẤM GẠT

Tấm gạt là chi tiết công tác của băng gạt, chế tạo bằng thép tấm dày từ 3-8 mm, hoặc có thể chế tạo bằng thép đúc. Nó được lắp trên 1 xích kéo (H7.3c) hay trên hai xích kéo (H7.3f). Chiều cao tấm gạt không lớn, do đó khi làm việc vật liệu vận chuyển nằm tràn ngập cả xích lẫn tấm gạt, khi xích chuyển động cả tấm gạt lẫn xích mang theo vật liệu. Trong thực tế, khi vận chuyển có lúc cục vật liệu bị kẹt, hoặc mối nối các đoạn máng không bằng phẳng, do đó tấm gạt cần có độ bền nhất định.

Một trong các thông số quan trọng của băng gạt là bước đặt tấm gạt. Nếu tăng bước của tấm gạt thì trọng lượng 1m bộ phận kéo sẽ giảm và kèm theo đó sẽ giảm lực cản chuyển động và sự mòn của máng. Nhưng khi tăng quá giới hạn nhất định thì dòng vật liệu liên tục của băng gạt sẽ giảm.

Scanned with CamScanner



Hình 7.3. Tấm gạt và xích kéo
1- Tấm gạt; 2- Bu lông; 3- Xích kéo; 4- Má xích liên kết.

Bảng 7.2. Thông số kỹ thuật của xích và tấm gạt chữ nhật

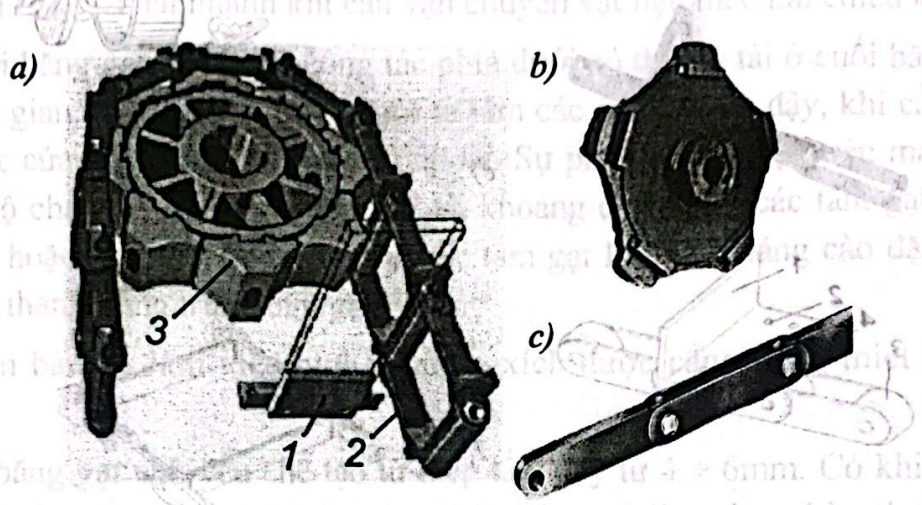
Kích thước tấm gạt		Diện tích tấm gạt (m^2)	Bước xích t (mm)	Khối lượng xích và tấm gạt (kg/m)
Chiều rộng B	Chiều cao			
Tấm gạt không thành				
450	200	0,09	250	49
600	250	0,15	320	64
800	250	0,20	320	72
1000	320	0,32	320	108
1200	400	0,40	320	190
Tấm gạt có thành				
600	250	0,15	320	83
800	250	0,20	320	88
1000	320	0,32	320	130

Khi vận chuyển đi xuống, dòng vật liệu sẽ được đảm bảo liên tục khi bước tấm gạt nằm trong khoảng từ 1000 đến 2000 mm và thực tế cho thấy nếu dùng bước nhỏ hơn năng suất của băng gạt cũng không tăng. Khi vận chuyển đi lên dòng vật liệu liên tục chuyển thành không liên tục và năng suất của băng gạt phụ thuộc nhiều vào bước và chiều cao của tấm gạt.

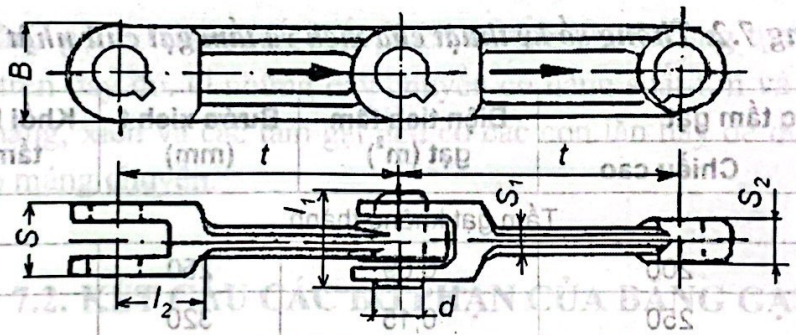
Scanned with CamScanner

Băng gạt là thiết bị vận chuyển vạn năng, nó có thể vận chuyển vật liệu đi lên hoặc đi xuống, do đó bước của tấm gạt được chọn với điều kiện vận chuyển đi lên, vì trong điều kiện này nếu năng suất của băng gạt không giảm thì trong trường hợp khác băng gạt sẽ làm việc tốt. Đối với băng gạt vận chuyển đi lên có thể chọn bước tấm gạt từ 500 đến 800 mm.

7.2.2. XÍCH VÀ ĐĨA XÍCH



Hình 7.4. Xích và đĩa xích trong băng gạt
1- Tấm gạt; 2- Xích; 3 Răng đĩa xích.



Hình 7.5. Xích kéo chữ Y dùng cho băng gạt theo TCVN-1586-74

1. Đặc điểm cấu tạo xích kéo trong băng gạt

Xích là bộ phận quan trọng nhất trong băng gạt. Năng suất và chiều dài băng gạt phụ thuộc vào độ bền của xích. Yêu cầu đối với xích: độ bền cao, trọng lượng nhỏ, bền mòn tốt, tháo lắp nhanh và dễ dàng, kết cấu đơn giản và giá thành chế tạo rẻ. Xích và đĩa xích dùng trong băng gạt như H7.3, H7.4, H7.5.

Trong quá trình làm việc xích kéo sẽ bị mòn do tác dụng của tải trọng thay đổi, bị biến dạng dẻo hoặc bị đứt gẫy do quá tải đột ngột. Khi thiết kế băng gạt thường chọn xích trong các loại xích tiêu chuẩn, sau đó kiểm tra lại sức bền theo điều kiện làm việc. Xích kéo cho băng gạt có thể dùng các loại xích bản, xích dập và xích hàn (H3.12, H7.3). Xích H7.3 được sử dụng phổ biến.

Scanned with CamScanner

Trong các ngành mỏ và khai thác vật liệu xây dựng dùng rộng rãi kiểu xích dập tháo được H3.12e. Nhờ có độ hở giữa khâu và chốt hình trống, mắt xích có thể xoay được một góc nhỏ từ $3^o \div 8^o$ trong mặt phẳng nằm ngang làm tăng độ mềm của xích. Qua nhiều công trình nghiên cứu và sử dụng xích dập người ta thấy rằng ứng suất tập trung thường xảy ra trên mặt tiếp xúc giữa chốt và các má, ứng suất đó tăng khi độ hở giữa các khâu và xích lớn. Do đó hệ số dự trữ bền tĩnh của xích khi thiết kế phải lấy lớn hơn 8.

Bảng 7.3. Đặc tính kỹ thuật của xích dạng chữ Y theo TCVN 1586 - 74

Bước xích		B	S	S_1	S_2	l	l_1 kiểu		l_2	d	Tải trọng phá huỷ nhỏ nhất, T	q kg/m
t	Sai lệch						T	R				
100	±0,38	38	27	8	11	12	48	30	30	16	16	4,5
125	±0,46	42	35	10	15	16	56	38	36	20	24	6,8
160	±0,46	50	43	12	20	22	70	46	45	25	40	8,8
200	±0,55	64	52	15	23	25	82	56	56	32	64	13,6
250	±0,55	80	66	18	30	32	95	70	70	40	100	23,0

Xích dạng chữ Y cũng được dùng nhiều để làm xích băng gạt. Loại này có số chi tiết dập ít hơn so với dạng trên. Kết cấu xích dạng chữ Y theo TCVN 1586 - 74 như (H7.5) và đặc tính kỹ thuật (bảng 7.3).

Ngoài các loại xích trên băng gạt trong ngành mỏ còn dùng xích hàn mắt tròn (H3.12a). Ưu điểm của loại xích này có độ mềm lớn, dễ uốn cong trong không gian và ăn khớp êm với đĩa xích dẫn, chịu ứng suất tiếp xúc tốt.

2. Tính toán xích

Xích băng gạt tính toán theo tải trọng tĩnh với hệ số dự trữ bền bằng 8.

$$S_{tt} \geq 8 \, . \, S_{max} \qquad (7.1)$$

Trong đó:

S_{max} - lực kéo tĩnh lớn nhất trong xích.

Sau đó chọn xích tiêu chuẩn theo S_{tt}

Trong trường hợp băng gạt có hai xích kéo, sự phân bố lực căng giữa chúng không đều, lúc này lực căng S_{max} tính toán như sau:

Đối với xích dập:

$$S_{max} = (1,5 - 1,6)\frac{S_{tmax}}{2} \qquad (7.2)$$

Đối với xích hàn:

$$S_{max} = (1,1 - 1,2)\frac{S_{tmax}}{2} \qquad (7.3)$$

Scanned with CamScanner

Trong đó:

S_{tmax} - lực kéo tĩnh cực đại của cả hai xích của băng gạt.

Trong thực tế khi đặt động cơ đúng vị trí, S_{max} của băng gạt một động cơ có thể xác định theo công thức sau:

$$S_{max} = \frac{M_{th}}{R_{dx}} + S_1 \quad (7.4)$$

Trong đó:

M_{th} - mô men tới hạn của động cơ (hoặc của khớp nối) quy đổi về trục đĩa xích;

R_{dx} - bán kính vòng lăn của đĩa xích ;

S_1 - lực căng ban đầu của xích ở điểm ra khỏi đĩa dẫn.

3. Đĩa xích

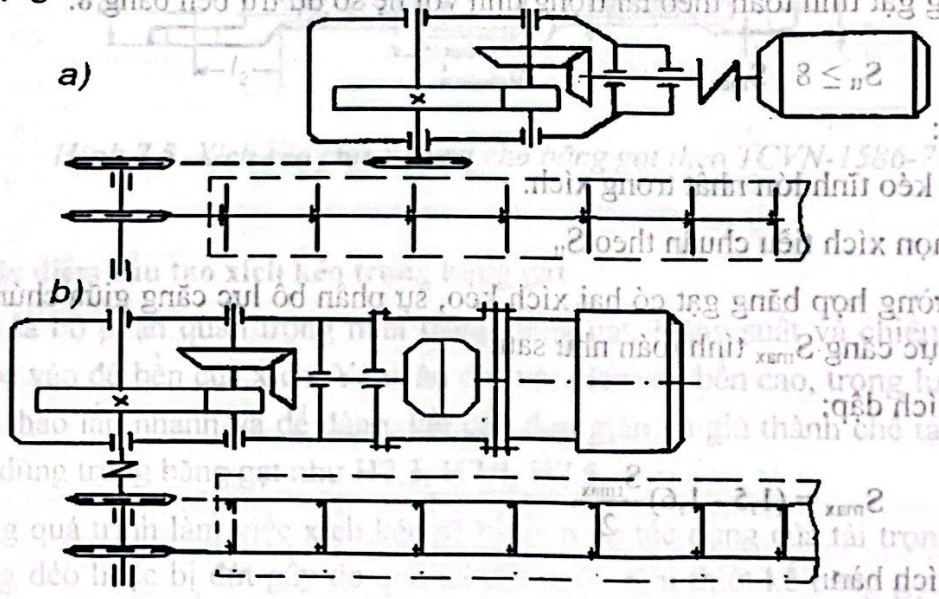
Kết cấu của đĩa xích phụ thuộc vào loại xích (H3.13, H3.14). Để giảm uốn cho má xích, đĩa xích có thể làm gờ đỡ xích (H7.4). Đối với băng gạt chịu tải trọng lớn, để giảm chi phí sửa chữa, người ta có thể chế tạo đĩa xích có răng rời, có thể dễ dàng thay thế khi răng đĩa bị hư hỏng (H7.4a).

7.2.3. CƠ CẤU DẪN ĐỘNG VÀ KÉO CĂNG CỦA BĂNG GẠT

1. Cơ cấu dẫn động

Bộ phận chủ yếu của cơ cấu dẫn động (H7.6) gồm: động cơ, hộp giảm tốc và trục dẫn với xích. Để truyền động được êm và an toàn giữa động cơ và hộp giảm tốc người ta dùng khớp nối thuỷ lực (H7.6b), hoặc ly hợp ma sát.

Đối với băng gạt có xích khép kín trong mặt phẳng thẳng đứng có thể dùng các sơ đồ dẫn động sau:



Hình 7.6. Sơ đồ cơ cấu dẫn động của băng gạt
a- Dẫn động cho băng 1 xích kéo; b- Dẫn động cho băng 2 xích kéo.

Scanned with CamScanner

- Hộp giảm tốc nón - trụ và động cơ đặt dọc bên cạnh đầu dẫn máng cào (H7.6)

- Hộp giảm tốc đặt giữa hai nhánh xích còn động cơ đặt thẳng góc với băng.

- Hộp giảm tốc và động cơ đặt nằm ngang giữa hai nhánh xích.

Sơ đồ cơ cấu dẫn động (H7.6a,b) có đặc điểm là có bệ gá lắp các bộ phận nên được gọi là kiểu có bệ. Các bộ phận dẫn động có thể đặt trên mặt bệ chung với băng gạt nên được gọi là kiểu không bệ (H7.2a). Cơ cấu dẫn động có bệ được dùng rộng rãi hơn.

2. Cơ cấu kéo căng xích

Cơ cấu kéo căng xích của băng gạt thường bố trí ở phía đuôi. Hiện nay người ta dùng hai kiểu cơ cấu kéo căng.

Kiểu thứ nhất là cơ cấu căng bằng vít. Trục ren vít quay cố định trên giá, còn đai ốc mang trục đĩa xích chuyển động tịnh tiến. Dẫn động cơ cấu kéo căng bằng tay; kiểu này dùng cho băng gạt ngắn có công suất nhỏ.

Kiểu thứ hai kéo căng xích bằng sức kéo của trạm dẫn. Trong trường hợp này, để hãm đĩa xích lúc căng xích, cần lắp thêm cơ cấu bánh cóc vào một trong các trục của hộp giảm tốc. Để kéo căng xích, người ta cố định một đầu xích, sau đó mở máy đứt quãng nhiều lần để xích quay theo chiều ngược lại với lúc làm việc, sau khi xích đã được kéo căng nối hai đầu xích với nhau. Cuối cùng tháo ly hợp bánh cóc. Kiểu kéo căng xích này dùng cho băng gạt cỡ lớn dẫn động bằng nhiều động cơ.

Để đảm bảo lực căng trong xích cho băng gạt làm việc bình thường lúc có tải, khi kéo căng xích bằng động cơ độ dãn dài của xích phải đáp ứng hai yêu cầu: Độ dãn dài để đảm bảo cho xích có đủ sức căng làm việc bình thường Δ_{ct} độ dãn dài dư để nối hai đầu xích với nhau Δ_n. Đối với xích bản và xích hàn $\Delta_n = (0,5 - 0,6)$ bước xích, còn đối với xích dập $\Delta_n = 2$ bước xích.

Giả sử rằng độ dãn dài của xích Δ tỷ lệ với độ cứng và chiều dài L của máng, khi bỏ qua độ đàn hồi của máng, ta có.

$$\Delta = \Delta_{ct} + \Delta_n \quad (7.5)$$

Độ giãn dài của xích khi làm việc ở băng gạt chiều dài L và độ cứng của xích là E_0 sẽ là:

$$\Delta_{ct} = \frac{L}{nE_0}\left(S'_{tb} + S''_{tb}\right) \quad (7.6)$$

Trong đó:

n - số xích của băng gạt:

E_0 - độ cứng tĩnh của xích, (N); có thể lấy như sau (bảng 7.4).

S'_{tb} và S''_{tb} - lực căng trung bình của nhánh xích không tải và có tải.

Ở nhánh không tải:

Scanned with CamScanner

$$S'_{tb} = \frac{S_1 + S_2}{2\alpha} = S_1 + \frac{W_{kt}}{2} \quad (7.7)$$

S_1 - lực căng ban đầu của xích;

W_{kt} - lực cản chuyển động của xích trên nhánh không tải.

Bảng 7.4. Độ cứng tĩnh của xích băng gạt

Kiểu xích	Bước, mm	Đường kính thép làm xích hoặc chốt, mm	Mã hiệu thép hàn	Độ rắn HB	Độ cứng tĩnh E_0, N
Xích hàn	50	13	30MnSiN	300 - 400	10^7
Xích hàn	64	18	30MnSiN	300 - 311	$2,57.10^7$
Xích dập	80	18	45MnSin	197- má trong	$1,8.10^7$
				302 - má ngoài	
				229 - 255 - chốt	
Xích dập	80	18	40Cr	269 - 341 - má trong	$2,37.10^7$
				248 - 321 - má ngoài	
				223 - 269 - chốt	

Ở nhánh có tải:

$$S''_{tb} = \frac{S_3 + S_4}{2} = S_3 + \frac{W_{ct}}{1} \approx S_2 + \frac{W_{ct}}{2} = S_1 + W_{kt} + \frac{W_{ct}}{2}, \quad (7.8)$$

W_{ct} - lực cản chuyển động trên nhánh có tải.

Thay các giá trị S'_{tb} và S''_{tb} vào công thức Δ_{ct}, ta có

$$\Delta_{ct} = \frac{L}{nE_0} = (2S_1 + 1,5W_{kt} + 0,5W_{ct}) \quad (7.9)$$

Để tạo được lực căng trong hai nhánh của băng gạt như trên, trạm kéo căng phải tạo được một lực kéo

$$W_{ct} = \Delta_{ct}\frac{nE_0}{2L} = (S_1 + 0,75W_{kt} + 0,25W_{ct}) \quad (7.10)$$

Lực kéo cực đại của động cơ kéo căng tác dụng lên đĩa xích:

$$W_{max} = \frac{1000N_{max}}{v}\eta \quad (7.11)$$

N_{max} - công suất cực đại của động cơ, kW;

v - vận tốc của xích, m/s;

η - hiệu suất truyền động của cơ cấu.

Scanned with CamScanner

Độ giãn dài của xích Δ_n dùng để nối tương ứng với lực kéo căng W_n

$$W_n = W_{max} - W_{ct} \tag{7.12}$$

Mặt khác lực kéo căng của xích để có độ dãn dài dùng nối

$$W_b = \frac{\Delta_n n E_0}{2L} \tag{7.13}$$

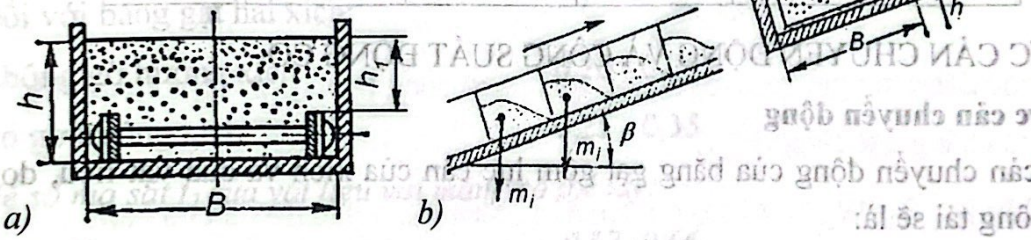
Từ các phương trình (7.11) và (7.12)xác định được

$$L = \frac{0,5\Delta_n n E_0}{W_{max} - S_1 - W_{ct}} \tag{7.14}$$

7.3. TÍNH TOÁN BĂNG GẠT

7.3.1. NĂNG SUẤT CỦA BĂNG GẠT

Băng gạt đặt ở khâu vận chuyển trung gian nằm trong hệ thống thiết bị khai thác vật liệu công nghiệp, do đó năng suất của băng gạt thường chọn theo năng suất của thiết bị khai thác. Dựa vào kết quả nghiên cứu các loại băng gạt hiện đại, khi thiết kế băng gạt có thể chọn sơ bộ năng suất từ 60 đến 250 t/h



Hình 7.7. Phân bố vật liệu trên máng

Năng suất của băng gạt phụ thuộc tiết diện máng $F_o(m^2)$, tốc độ chuyển động của xích v (m/s), hệ số chở đầy χ và khối lượng riêng của vật liệu vận chuyển ở thể tơi vụn γ (t/m^3), và xác định theo công thức:

$$Q = 3600 F_o v \gamma \chi. \text{ (t/h)}. \tag{7.15}$$

7.3.2. TIẾT DIỆN MÁNG BĂNG

Từ công thức trên ta có thể xác định tiết diện của máng:

$$F_0 = \frac{Q}{3600 v \gamma \psi} \tag{7.16}$$

Vận tốc chuyển động của băng gạt có thể lấy trong khoảng 0,6 đến 1,1m/s; hệ số

Scanned with CamScanner

chở đầy χ phụ thuộc vào góc nghiêng đặt máng, tính chất bám dính của vật liệu vận chuyển với máng, có thể lấy χ = 0.9 - 1,1.

Tiết diện băng gạt có dạng chữ nhật, hình thang hay nhiều hình dạng khác. Kích thước quan trọng của tiết diện máng là chiều rộng B, có thể xác định theo công thức:

$$B = \sqrt{\frac{k_h Q}{3600 c_\beta v \gamma}} \qquad (7.17)$$

Trong đó:

k_h - tỷ lệ giữa chiều rộng B và chiều cao h của máng

$$k_h = \frac{B}{h} = 2{,}4\text{- }4{,}5;$$

Q - năng suất, t/h;

v - vận tốc chuyển động của xích, m/s;

γ - khối lượng riêng của vật liệu thể tơi, t/m^3;

c_b- hệ số sử dụng tiết diện, phụ thuộc góc nghiêng băng và độ tơi vụn của vật liệu vận chuyển.

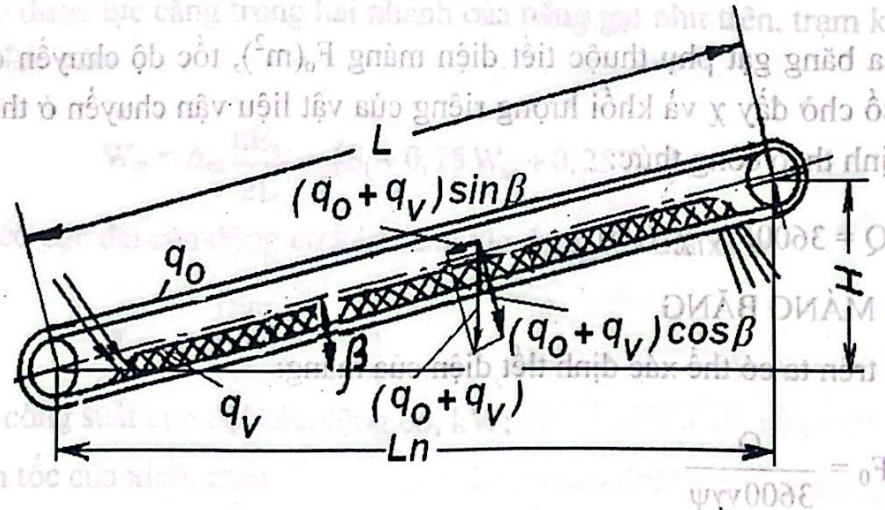
β độ	0	10	20	30	35
c_b	0,5- 0,8	0,42- 0,7	0,32- 0,65	0,25- 0,6	0,2- 0,4

7.3.3. LỰC CẢN CHUYỂN ĐỘNG VÀ CÔNG SUẤT ĐỘNG CƠ

1. Lực cản chuyển động

Lực cản chuyển động của băng gạt gồm lực cản của xích và của vật liệu, do đó ở nhánh không tải sẽ là:

$$W_{kt} = q_0 L(f_1 \cos\beta \pm \sin\beta), \text{ N} \qquad (7.18)$$



Hình 7.8. Sơ đồ tính lực cản chuyển động của băng gạt

Scanned with CamScanner

Và ở nhánh có tải

$$W_{ct} = q_0 .L.(f_1.\cos\beta \pm \sin\beta) + q_v.L.(f_2.\cos\beta \pm \sin\beta), N \quad (7.19)$$

Trong đó:

q_0 - trọng lượng 1 m xích kể cả tấm gạt, N/m;

L - chiều dài băng gạt, m;

f_1 - hệ số ma sát của xích với máng;

f_2 - hệ số ma sát của vật liệu với máng;

q_v - trọng lượng 1m vật liệu trên băng gạt;

β - góc nghiêng đặt băng gạt, độ.

$$q = \frac{Q}{0,36v} N/m \quad (7.20)$$

Dấu (+) ứng với lên dốc, dấu (-) xuống dốc.

Hệ số ma sát f_1 của xích với máng có thể lấy:

Đối với băng gạt một xích:

Không gờ hướng xích	0,25 - 0,35
Có gờ hướng xích	0,35 - 0,40

Đối với băng gạt hai xích:

Không gờ hướng xích	0,20 - 0,25
Có gờ hướng xích	0,25 - 0,35

Hệ số ma sát f_2 của vật liệu với máng có thể lấy:

Than đá	0,57- 0,66
Than cám	0,60 - 0,79
Xi măng	0,93
Đất sét	0,60 - 0,70
Vật liệu dạng hạt	0,30 - 0,40
Đá vôi	0,65
Cát	0,68
Vật liệu bột	0,78
Mạt cưa ẩm	0,60
Đường hạt	0,67

Lực cản chuyển động của các đĩa xích có thể lấy bằng 10% tổng lực cản của hai nhánh. Do đó tổng lực cản của băng gạt:

Scanned with CamScanner

$$W_0 = 1{,}1(W_{kt} + Wct) = 1{,}1.L[\ 2.q_0 .f_1 \cos\beta + q(f_2 .\cos\beta 6\sin\beta)],\ N \qquad (7.21)$$

2. Công suất động cơ

Khi đã xác định được tổng lực cản W_0 và biết vận tốc chuyển động của xích là v, công suất động cơ sẽ là:

$$N = \frac{W_o v}{1000\eta},\ (kW) \qquad (7.22)$$

Trong đó:

η - hiệu suất chung của trạm dẫn .

3. Vị trí trạm dẫn động và số động cơ dẫn động

a. Vị trí trạm dẫn động

Vị trí của trạm dẫn động không ảnh hưởng đến công suất động cơ (xem các công thức (7.21) và (7.22), nhưng lực căng của bộ phận căng xích phụ thuộc vào vị trí trạm dẫn động.

Vị trí trạm dẫn động phụ thuộc vào góc nghiêng β, có thể chọn được giá trị của $\beta = \beta_0$, khi đó $W_{ct} = W_{kt}$, cân bằng hai phương trình (7.18) và (7.19) tìm sẽ được β.

$$tg\ \beta_0 = \frac{qf_2}{q + 2q_0} \qquad (7.23)$$

Khi góc đặt băng gạt bằng trị số xác định theo công thức (7.23) trạm dẫn động đặt ở đầu nào của băng gạt cũng được.

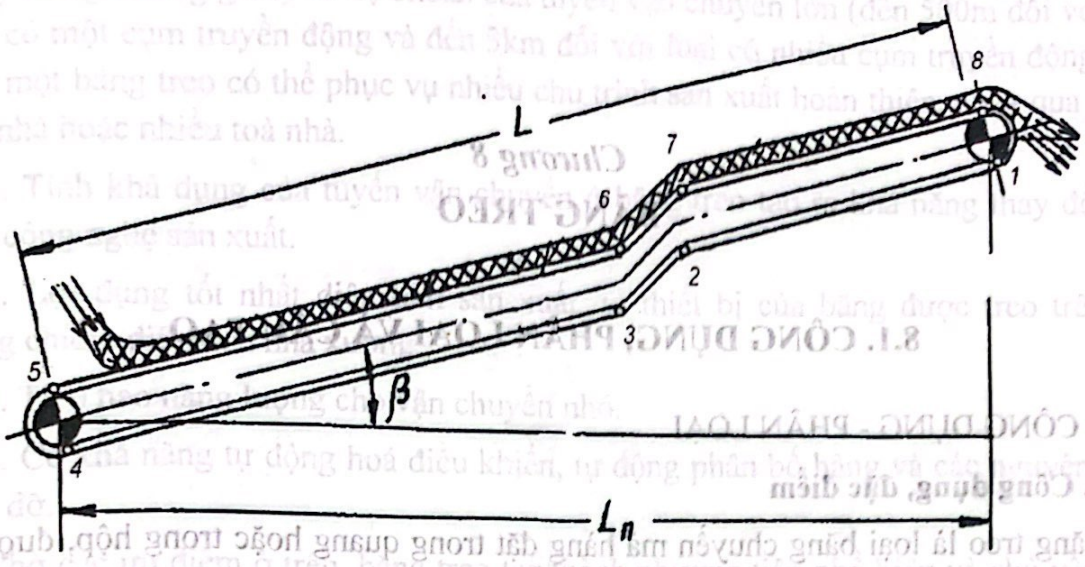
Còn khi $\beta > \beta_0$ ($W_{ct} > W_{kt}$) trạm dẫn động phải đặt ở đầu dỡ tải của băng gạt, ngược lại khi $\beta < \beta_0$ ($W_{ct} < W_{kt}$) trạm dẫn động phải đặt ở đầu nhận tải của băng gạt.

b. Số động cơ của trạm dẫn động

Khi năng suất Q và chiều dài L của băng gạt lớn lực căng của xích ở điểm vào bánh dẫn S_8 (H7.9) sẽ rất lớn và ở đó hệ số dự trữ bền của xích có thể không đạt hệ số cho phép hoặc dẫn động bằng một động cơ thì công suất sẽ lớn, nặng nề. Để khắc phục các nhược điểm trên người ta đặt trạm dẫn động ở cả hai đầu băng gạt.

Công suất động cơ lắp đặt ở mỗi đầu băng gạt phụ thuộc góc nghiêng β, hướng đặt vật liệu vận chuyển và xác định theo điều kiện: công suất và số động cơ của trạm dẫn động đầu băng gạt (đầu dỡ tải) khắc phục sức cản của nhánh có tải; công suất và số động cơ của trạm dẫn động cuối băng gạt (đầu nhận tải) khắc phục sức cản của nhánh không tải, (H7.9).

Scanned with CamScanner



Hình 7.9. Sơ đồ xác định lực cản và số động cơ truyền động của băng gạt

Khi vận tốc chuyển động của xích là v, m/s, công suất của động cơ trạm dẫn động đầu máng:

$$N_d = \frac{v\sum_{5}^{8} W}{1000\eta}, kW \qquad (7.24)$$

và của trạm dẫn động cuối băng gạt:

$$N_c = \frac{v\sum_{1}^{5} W}{1000\eta}, kW \qquad (7.25)$$

Trong đó:

$\sum_{5}^{8} W$ - tổng lực cản chuyển động từ điểm 5 đến điểm 8;

$\sum_{1}^{5} W$ - tổng lực cản chuyển động từ điểm 1 đến điểm 5.

Việc đặt trạm dẫn động cuối băng gạt phụ thuộc vào trị số N_c tính theo công thức (7.25); khi vận chuyển đi lên N_c thường nhỏ, nên lắp động cơ cuối băng không mang lại hiệu quả thiết thực vì không giảm lực cản trong xích. Khi vận chuyển đi xuống với $\beta = 5^o - 20^o$, lắp trạm dẫn động ở đuôi máng có tác dụng làm giảm rõ rệt lực căng trong xích.

Scanned with CamScanner

Chương 8

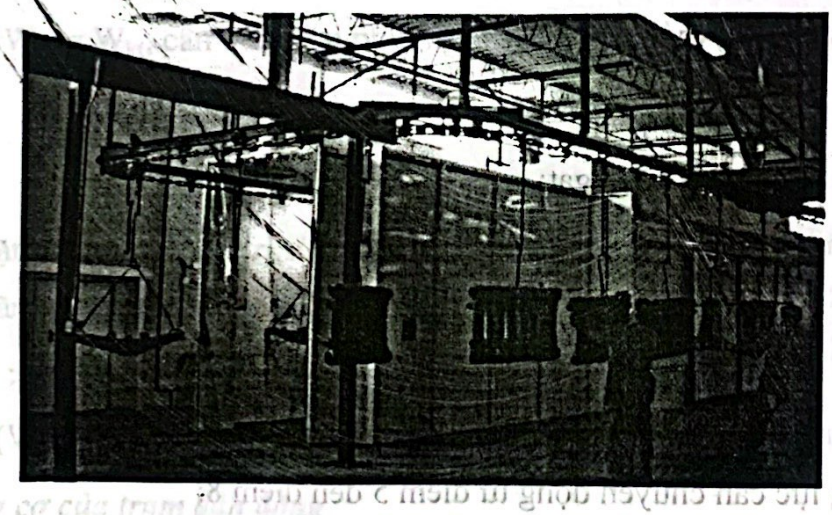
BĂNG TREO

8.1. CÔNG DỤNG, PHÂN LOẠI VÀ CẤU TẠO

8.1.1. CÔNG DỤNG - PHÂN LOẠI

1. Công dụng, đặc điểm

Băng treo là loại băng chuyền mà hàng đặt trong quang hoặc trong hộp, được treo vào cơ cấu treo hoặc xe con di chuyển theo đường ray treo ở trên cao. (H8.1). Băng treo được sử dụng nhiều để vận chuyển hàng rời, hàng mảnh ở những địa hình phức tạp, theo đường di chuyển khép kín, trong đa số trường hợp di chuyển theo tuyến không gian, hoặc qua chướng ngại vật với khoảng cách lớn và cao.



Hình 8.1. Băng treo

Ở Nga, có loại băng treo hoạt động ở vùng rừng núi có chiều dài vận chuyển tới 17,5 km, với nhịp 400m, năng suất đạt 130T/h. Một hệ thống băng treo qua sông Vônga có nhịp dài 830m, chiều cao cột đỡ ở bờ 130m, qua mỗi nhịp 100m có hệ thống dây chằng để bảo vệ cột thép đỡ đường cáp chịu lực. Họ cũng đã xây dựng được đường băng treo hai nhịp dài 530m, với cột đỡ 66m, trên trục giữa sông. Vùng rừng núi Cáp-ca-dơ có lắp đặt băng treo chiều dài vận chuyển 4,5 km, chiều cao nâng 1,5 km, chiều cao cột đỡ 45m, góc nghiêng lớn nhất của va gông là 68°, năng suất băng đạt tới 200T/h.

So với các máy vận chuyển liên tục khác, băng treo có các đặc trưng và lợi thế sau đây:

1. Tuyến vận chuyển dạng không gian (hàng có thể được vận chuyển theo hướng

Scanned with CamScanner

bất kỳ trong không gian) và độ choán của tuyến vận chuyển lớn (đến 500m đối với loại băng có một cụm truyền động và đến 3km đối với loại có nhiều cụm truyền động) cho phép một băng treo có thể phục vụ nhiều chu trình sản xuất hoàn thiện, chạy qua nhiều tầng nhà hoặc nhiều toà nhà.

2. Tính khả dụng của tuyến vận chuyển ở băng treo tạo ra khả năng thay đổi quá trình công nghệ sản xuất.

3. Lợi dụng tốt nhất diện tích sản xuất, vì thiết bị của băng được treo trên cao không chiếm diện tích nhà xưởng.

4. Tiêu hao năng lượng cho vận chuyển nhỏ.

5. Có khả năng tự động hoá điều khiển, tự động phân bố hàng và các nguyên công xếp - dỡ.

Nhờ các ưu điểm ở trên, băng treo trở thành phương tiện phổ biến và chủ yếu nhất để vận chuyển các loại hàng khác nhau trong nội bộ phân xưởng và giữa các phân xưởng liền kề nhau, cũng như chuyển giao các vật phẩm chế tạo giữa các nguyên công trong sản xuất dây chuyền đối với nhiều lĩnh vực công nghiệp khác nhau như: xây dựng; công nghiệp cao su, chế tạo máy, kết cấu thép, điện tử, dệt, công nghiệp nhẹ.

2. Phân loại

Theo phương pháp liên kết giữa xích kéo với cơ cấu treo mang hàng và đặc tính di chuyển của hàng có thể chia băng treo thành ba loại chủ yếu như sau:

1. Băng treo mang hàng (H8.2a) gồm có cơ cấu treo 1, quang treo 2, xích kéo 3; Nhờ xích 3 kéo làm cho quang treo mang hàng di chuyển theo đường ray treo.

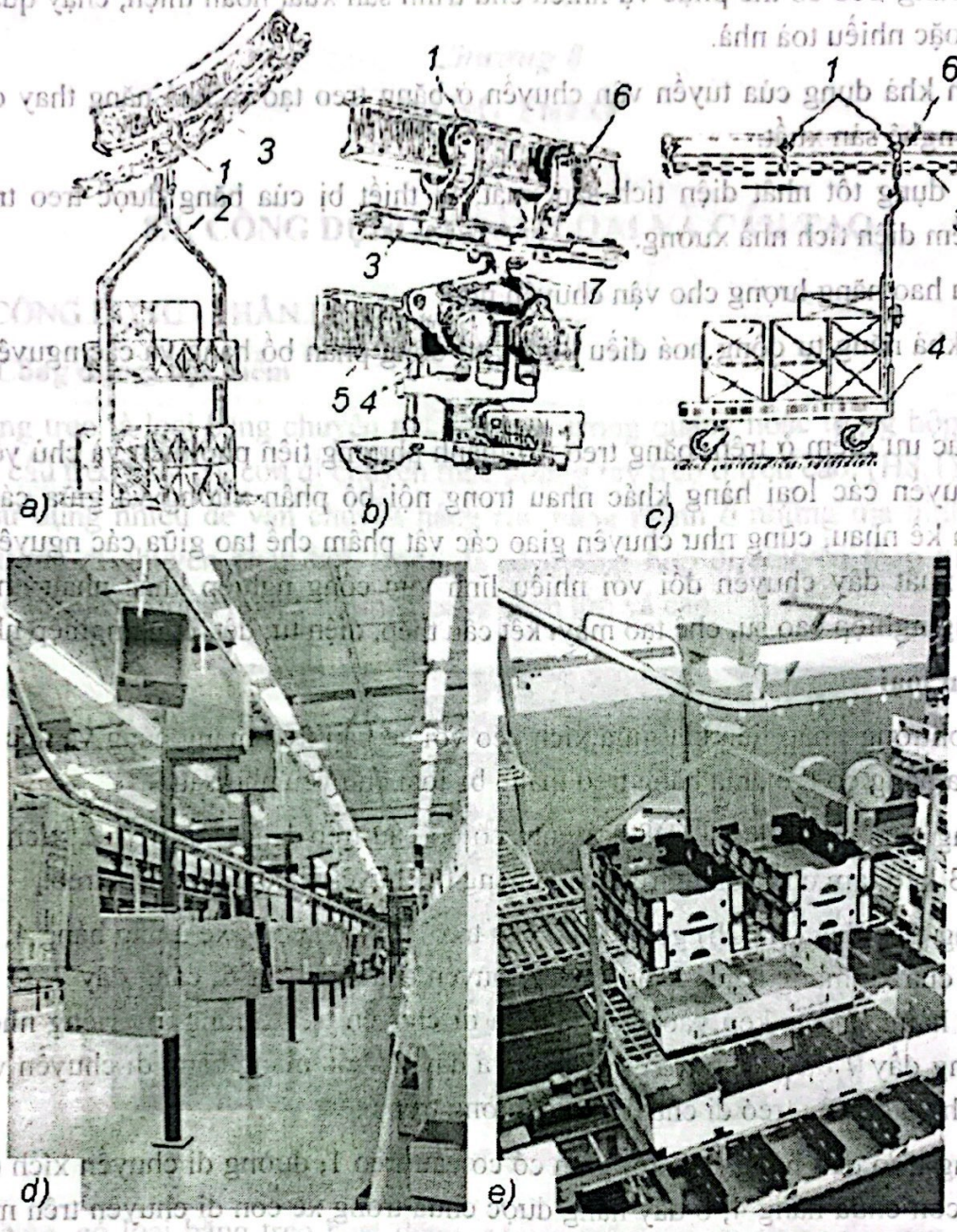
2. Băng treo đẩy (H8.2b) gồm có cơ cấu treo 1, xích kéo 3, xe mang hàng 4, đường di chuyển của xe mang hàng 5, đường di chuyển của xích kéo 6, càng đẩy 7. Ở đây xe con mang hàng không kẹp vào xích kéo và di chuyển trên đường ray riêng nhờ càng đẩy 7. Càng đẩy 7 được kẹp trên xích kéo và đẩy xe con mang hàng di chuyển về phía trước. Xích và cơ cấu treo di chuyển trên đường treo 6.

3. Băng treo dẫn hàng (H8.2c) gồm có cơ cấu treo 1, đường di chuyển xích 6, xích kéo 3, xe con chứa hàng 4, ở đây hàng được chứa trong xe con di chuyển trên mặt nền phân xưởng nhờ xích kéo.

Theo tính chất truyền động có thể chia thành băng treo có một và nhiều cụm dẫn động, còn theo kiểu cơ cấu kéo thì có các loại: kiểu xích kéo và kiểu cáp kéo. Băng treo có thể vận chuyển các loại hàng có kích thước dài khác nhau từ một số mm đến 12m và có trọng lượng từ một vài kg đến 8 tấn, thí dụ như: các phôi để gia công, các bán thành phẩm, các chi tiết chế sẵn, các tổng thành máy, các thiết bị, máy thu thanh, máy dệt, bánh xe, các bao gói, cuộn hàng, các thùng, hộp, các cao bản và võng chứa hàng v.v... Việc xếp và dỡ các quang treo mang hàng có thể là tự động hoặc thao tác bằng tay hay dùng thiết bị nâng hỗ trợ. Tốc độ di chuyển của băng treo thường trong khoảng 0,1-30 m/ph, riêng đối với băng treo dẫn hàng có thể đến 45m/ph. Băng treo có thể

Scanned with CamScanner

được sử dụng như là một thành phần trong dây chuyền công nghệ sản xuất chung trong các phân xưởng hoặc được sử dụng như một thiết bị vận chuyển hàng liên tục độc lập.



Hình 8.2. Các loại băng treo
a,d,e- Băng mang hàng; b- Băng treo đây; c- Băng dẫn hàng.

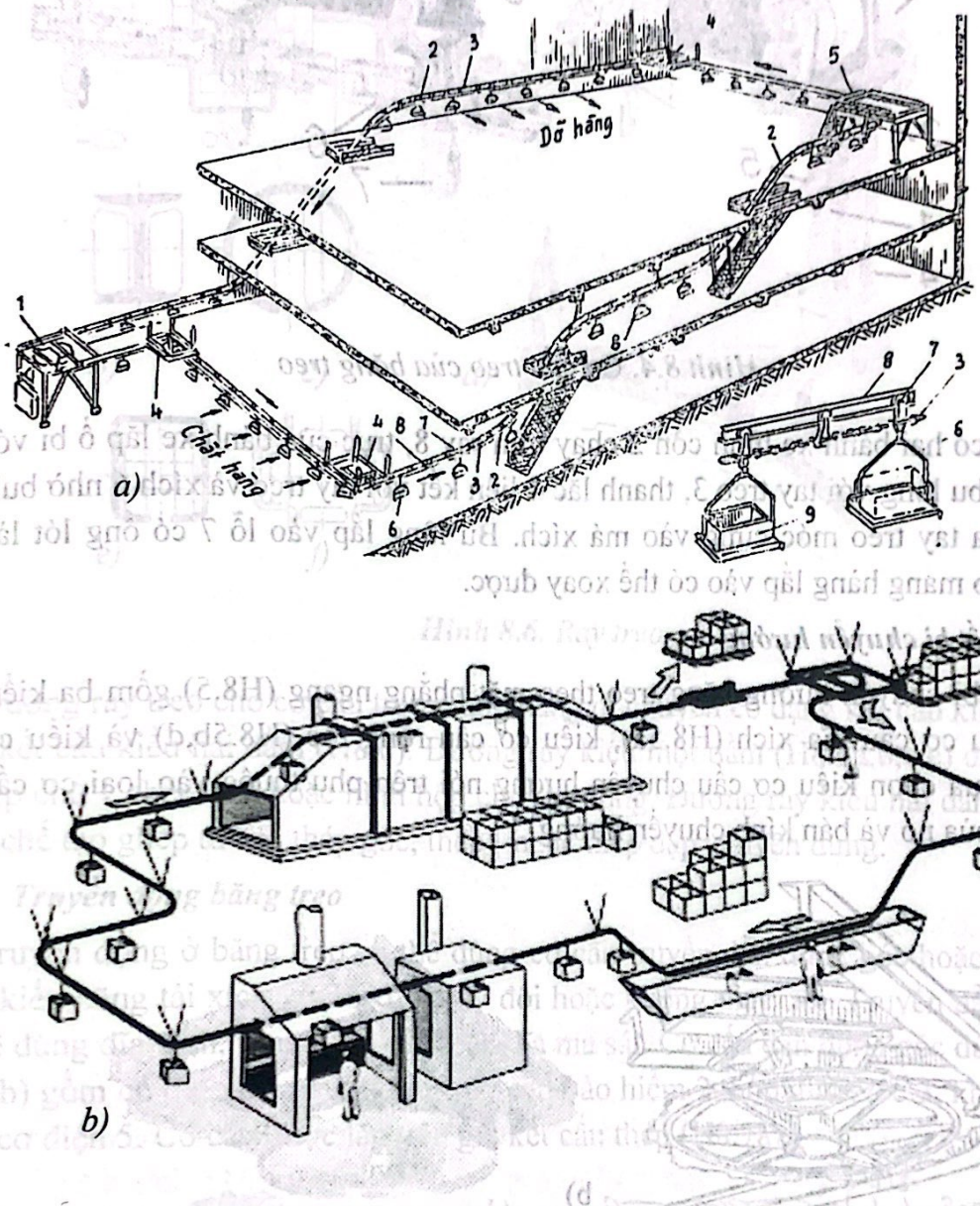
8.1.2. CẤU TẠO

1. Sơ đồ cấu tạo của băng treo

Băng treo mang hàng (H8.3a) là loại băng treo thông dụng nhất. Sơ đồ cấu tạo của băng treo mang hàng biểu thị trên hình (H8.3) gồm có xích kéo 3, được nối thành vòng kín theo tuyến vận chuyển, cơ cấu treo 7 được kẹp với xích kéo và lắp chốt bản lề với quang treo 6.

Scanned with CamScanner

Trên quang treo đặt hoặc treo hàng được vận chuyển 9. Cơ cấu treo được xích kéo di chuyển theo đường treo khép kín 8. Đường ray treo 8 liên kết với các bộ phận nhà xưởng hoặc liên kết với kết cấu khung của băng treo. Xích kéo được dẫn động nhờ động cơ điện dẫn động 5.



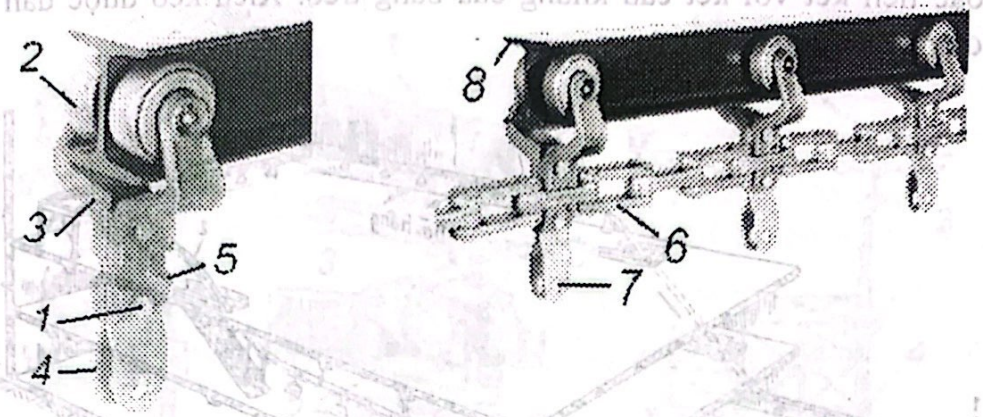
Hình 8.3. *Sơ đồ cấu tạo của băng treo*
a- Vận chuyển qua các tầng nhà;
b- Vận chuyển qua các phân xưởng.

Độ mềm của xích trong cả phương ngang và phương đứng làm cho băng treo có tuyến vận chuyển bất kỳ trong không gian (H8.3a,b). Tức là đường ray treo của nó có thể quay chuyển hướng theo mặt phẳng ngang, cũng như trong mặt phẳng thẳng đứng với các hướng bất kỳ. Trong mặt phẳng ngang xích kéo được quay chuyển hướng nhờ thiết bị chuyển hướng 4, còn trong mặt phẳng đứng nhờ đoạn đường ray cong 2 của đường ray di chuyển 8. Lực căng ban đầu của xích được tạo ra nhờ thiết bị căng băng 1.

Scanned with CamScanner

2. Các bộ phận chủ yếu của băng treo

a. Cơ cấu treo (H8.4)

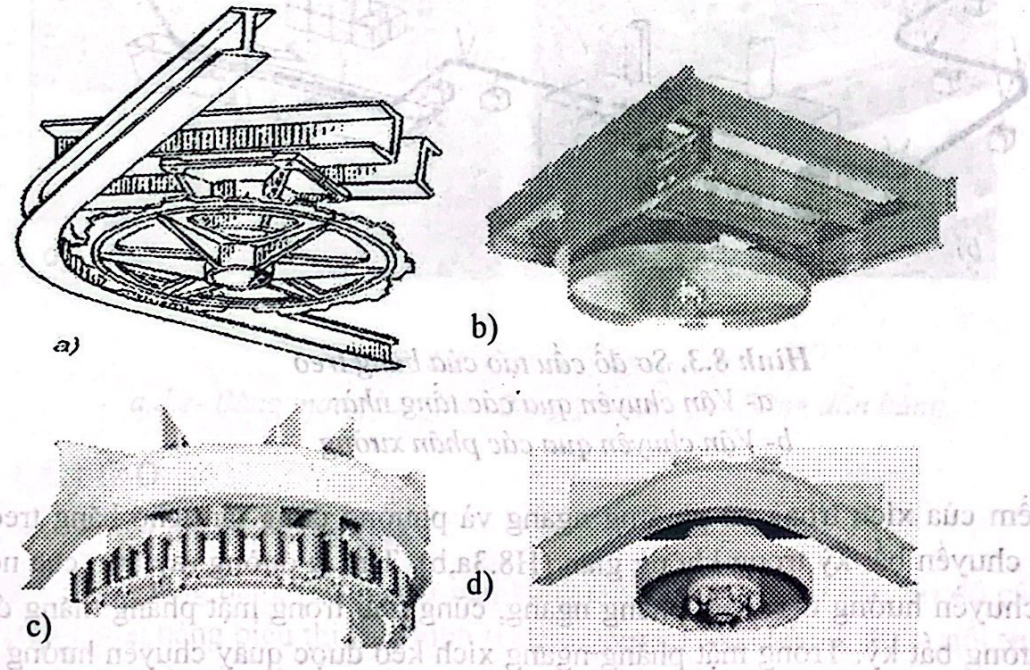


Hình 8.4. *Cơ cấu treo của băng treo*

Gồm có hai bánh xe hình côn 2 chạy trên ray 8, trục của bánh xe lắp ổ bi với bánh xe và lắp bu lông với tay treo 3, thanh lắc 4 liên kết với tay treo và xích 6 nhờ bulông 1. Vấu 5 của tay treo móc cứng vào má xích. Bu lông lắp vào lỗ 7 có ống lót làm cho quang treo mang hàng lắp vào có thể xoay được.

b. Thiết bị chuyển hướng

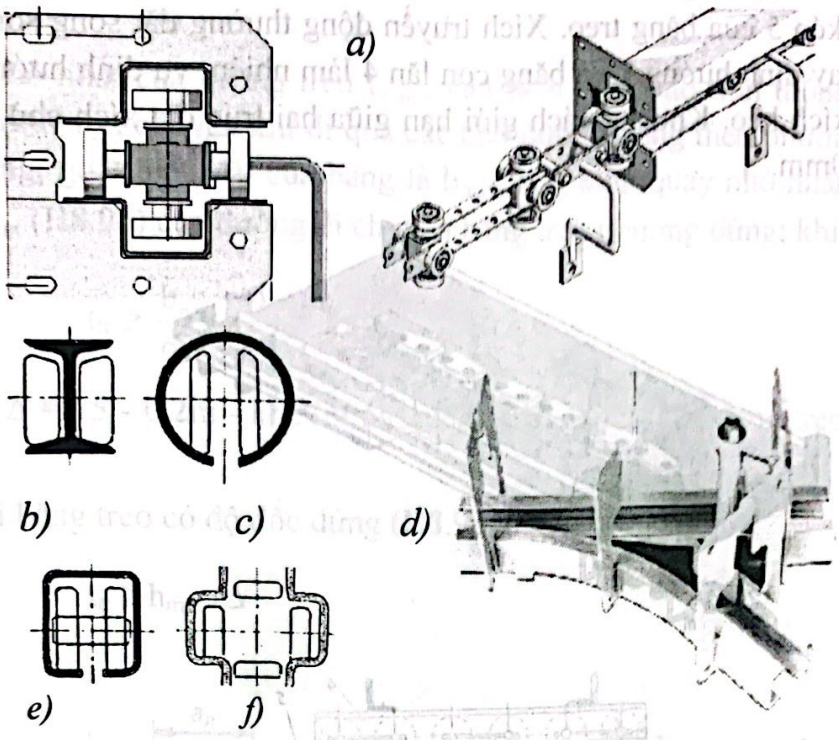
Thiết bị chuyển hướng băng treo theo mặt phẳng ngang (H8.5) gồm ba kiểu khác nhau: kiểu cơ cấu đĩa xích (H8.5a), kiểu cơ cấu ròng rọc (H8.5b,d) và kiểu con lăn (H8.5c); lựa chọn kiểu cơ cấu chuyển hướng nói trên phụ thuộc vào loại cơ cấu kéo, sức căng của nó và bán kính chuyển hướng.



Hình 8.5. *Thiết bị chuyển hướng của băng treo*

Scanned with CamScanner

c. Đường ray treo

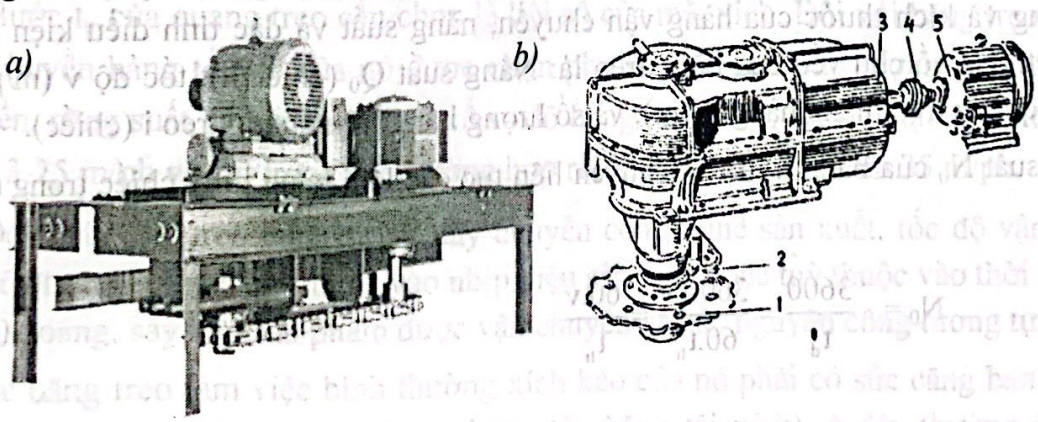


Hình 8.6. Ray treo

Đường ray treo cho cơ cấu treo mang hàng di chuyển có dạng kết cấu kiểu một dầm hoặc kết cấu kiểu hai dầm (H8.6). Đường ray kiểu một dầm (H8.6a,b,c,e) được chế tạo từ thép chữ I, thép ống hoặc hình hộp chuyên dùng. Đường ray kiểu hai dầm (H8.6d,e) được chế tạo ghép từ các thép góc, thép [hoặc thép dập chuyên dùng.

d. Truyền động băng treo

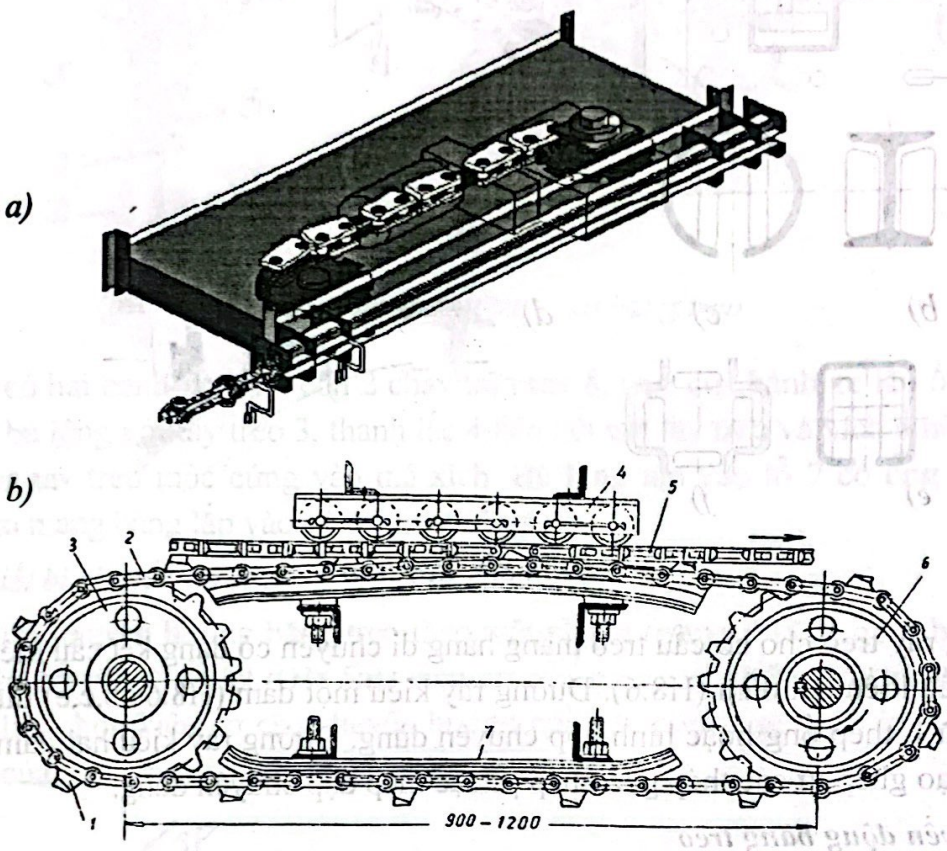
Truyền động ở băng treo có thể dùng cơ cấu truyền dẫn động góc hoặc truyền dẫn động kiểu băng tải xích với tốc độ thay đổi hoặc không thay đổi. Truyền dẫn động góc có thể dùng đĩa xích, ròng rọc xích hoặc đĩa ma sát. Cơ cấu dẫn động góc dùng đĩa xích (H8.7b) gồm có đĩa xích chủ động 1, cơ cấu bảo hiểm 2, hộp giảm tốc 3, khớp nối 4 và động cơ điện 5. Cơ cấu được lắp trên giá kết cấu thép (H8.7a).



Hình 8.7. Cơ cấu dẫn động

Scanned with CamScanner

Trên (H8.8) biểu thị cơ cấu truyền dẫn động kiểu băng tải xích, gồm có đĩa xích chủ động 6, đĩa xích bị động 3, xích truyền động 2. Trên xích truyền động có vấu 1, vấu 1 móc vào xích kéo 5 của băng treo. Xích truyền động thường đặt song song với xích kéo. Các thanh ray định hướng 7 và băng con lăn 4 làm nhiệm vụ định hướng cho xích truyền động và xích kéo. Khoảng cách giới hạn giữa hai trục đĩa xích chủ động và bị động là 900-1200mm.



Hình 8.8. Cơ cấu truyền động băng treo

8.2. TÍNH TOÁN BĂNG TREO

Để tính toán băng treo cần phải biết sơ đồ bố trí tuyến đường di chuyển của băng, trọng lượng và kích thước của hàng vận chuyển, năng suất và đặc tính điều kiện làm việc. Các thông số chủ yếu của băng treo là: Năng suất Q_0 (chiếc/h); tốc độ v (m/ph), Bước của quang treo mang hàng t_{tr} (m), và số lượng hàng trên quang treo i (chiếc).

Năng suất N_0 của băng treo vận chuyển liên tục các loại hàng từng chiếc trong một giờ là:

$$N_0 = \frac{3600}{t_d} = \frac{3600.v}{60.t_{tr}} = \frac{60.v}{t_{tr}} \qquad (8.1)$$

ở đây : t_d - thời gian di chuyển băng trên một bước của quang treo:

Scanned with CamScanner

$$t_d = \frac{t_{tr}}{\frac{v}{60}} = \frac{60.t_{tr}}{v} \quad (s)$$

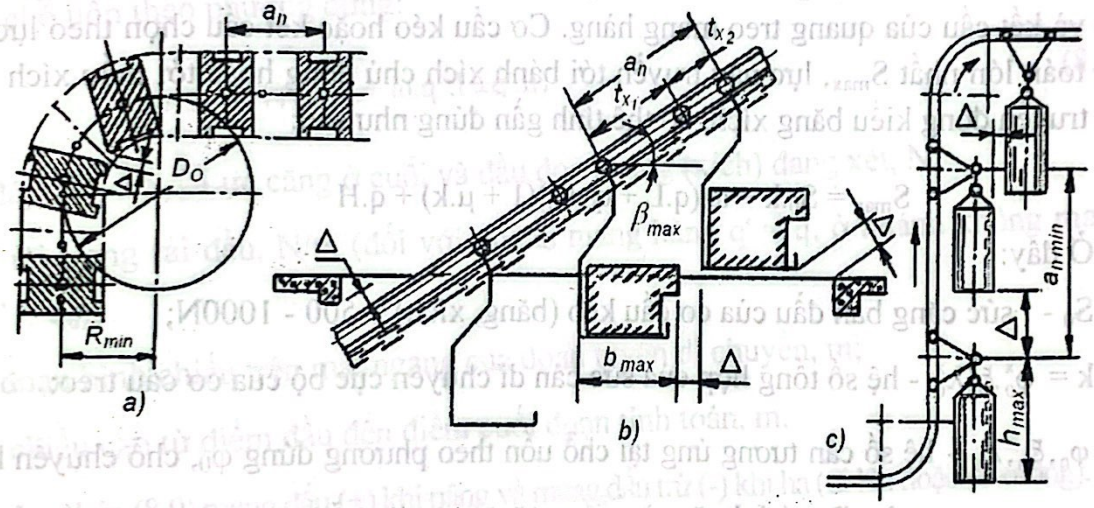
Bước nhỏ nhất của quang treo $t_{tr\cdot min}$ cần phải đảm bảo tính thông thoát của hàng trong quá trình vận chuyển khi đi qua các chỗ đường vòng theo phương ngang và theo phương đứng; gọi chiều dài của hàng là b_{max}, bán kính quay nhỏ nhất R_{min} (H8.9a) và góc dốc β_{max} (H8.9b) của đường di chuyển băng treo phương đứng; khi đó:

$$t_{tr} \geq \frac{b_{max} + \Delta}{\cos\beta_{max}} \quad (8.2)$$

Ở đây: Δ = 15 - 0,2m - khe hở nhỏ nhất giữa các chiếc quang treo mang hàng liền kề nhau:

Đối với băng treo có độ dốc đứng (H8.9c) thì:

$$t_{tr} \geq h_{max} + \Delta \quad (8.3)$$



***Hình 8.9**. Sơ đồ xác định bước hàng nhỏ nhất*

Bước t_{tr} của quang treo cần chọn là bội số của mắt xích. Đối với băng treo dùng để vận chuyển hàng tốc độ của nó được chọn phụ thuộc vào trọng lượng hàng được vận chuyển, năng suất và phương pháp xếp - dỡ hàng của băng; Trong thực tế thường chọn bằng 3-25 m/ph và chỉ trong các trường hợp riêng biệt mới chọn đến 35 m/ph.

Đối với băng treo dùng trong dây chuyền công nghệ sản xuất, tốc độ vận chuyển của nó được xác định tuỳ thuộc vào nhịp điệu sản xuất hoặc tuỳ thuộc vào thời gian làm thông thoáng, sấy khô sản phẩm được vận chuyển và các nguyên công tương tự.

Để băng treo làm việc bình thường xích kéo của nó phải có sức căng ban đầu nhờ thiết bị căng băng (tương tự như ở băng tải, băng tải xích), ở đây thường dùng đối trọng. Sức căng của băng trên các đoạn băng khác nhau là khác nhau, sức căng nhỏ

Scanned with CamScanner

nhất S_0 sẽ nằm ở vị trí lối ra của băng qua bánh xích (hoặc ròng rọc) chủ động. Cần phải đảm bảo sức căng S_0 không nhỏ hơn 500 - 1000N.

Tải trọng rải đều tính toán q_0 ở nhánh không mang hàng và q ở nhánh mang hàng xác định theo công thức:

$$q_0 \approx \frac{G_{tr}}{t_{tr}} + \frac{G_k}{t_k} + q_x;\ q \approx q_o + \frac{Gh}{t_{tr}} \qquad (8.4)$$

Ở đây:

G_{tr} và G_k - trọng lượng tương ứng của quang treo và cơ cấu treo, N;

t_{tr} - bước của quang treo, m;

t_k - bước của cơ cấu treo, m;

q_x- tải trọng rải đều của cơ cấu kéo (xích), N/m;

G_h - trọng lượng của hàng trên quang treo, N;

q_0 và q đơn vị tính là N/m.

Để xác định tải trọng tính toán cần phải chọn kích thước cơ cấu kéo (xích), cơ cấu treo và kết cấu của quang treo mang hàng. Cơ cấu kéo hoặc kết cấu chọn theo lực căng tính toán lớn nhất S_{max}, lực này truyền tới bánh xích chủ động hoặc tới mấu xích đẩy ở loại truyền động kiểu băng xích, có thể tính gần đúng như sau:

$$S_{max} = S_0.k + \omega.(q.L + q_0.L_0)(1 + \mu.k) + q.H \qquad (8.5)$$

Ở đây:

S_0 - sức căng ban đầu của cơ cấu kéo (băng, xích) = 500 - 1000N;

$k = \varphi_0^x.\xi_0^y\lambda_0^z$ - hệ số tổng hợp của sức cản di chuyển cục bộ của cơ cấu treo;

$\varphi_0, \xi_0, \lambda_0$ - hệ số cản tương ứng tại chỗ uốn theo phương đứng φ_0, chỗ chuyển hướng ngang trên đĩa xích hoặc ròng rọc (ξ_0), và tại chỗ băng con lăn ép (λ_0);

x, y, z - số chỗ uốn ở phương đứng (x); số chỗ chuyển hướng ngang tại bánh xích hoặc ròng rọc (y) và tại chỗ băng con lăn (z) trên suốt tuyến vận chuyển;

ω - hệ số cản trên các đoạn thẳng: ω = 0,012 - 0,032;

L_n và L_{n0} - hình chiếu của tuyến vận chuyển trên mặt nằm ngang tương ứng với nhánh mang hàng và nhánh không mang hàng, m;

μ - hệ số phụ thuộc vào số lần chuyển hướng ngang, số chỗ uốn đứng và vị trí của chúng trên tuyến vận chuyển; μ = 0,5 - 0,3 (số nhỏ dùng cho băng treo có số lượng nói trên lớn và ngược lại);

H - chiều cao nâng hàng lớn nhất khi vận chuyển, m.

Scanned with CamScanner

Chọn xích theo điều kiện:

$$S_{max} \leq S_d$$

S_d - lực kéo cho phép.

Lực căng băng (xích) trên từng đoạn riêng biệt của băng treo tính theo công thức:

Tại đoạn thẳng nằm ngang:

$$S_n = S_{n-1} + \omega.q'.l \quad (8.6)$$

Tại nơi bánh xích (ròng rọc) đổi hướng:

$$S_i = \xi_0 . S_{i-1} \quad (8.7)$$

Tại chỗ đặt băng con lăn chặn:

$$S_i = \lambda_0 . S_{i-1} \quad (8.8)$$

Tại chỗ uốn theo phương đứng:

$$S_i = \varphi_0 . (\varphi_0.S_{i-1} + \omega.q'.l \pm q'.h) \quad (8.9)$$

Ở đây: S_i và S_{i-1} Lực căng ở cuối và đầu đoạn băng (xích) đang xét, N;

q'- tải trọng rải đều, N/m (đối với nhánh mang hàng q' = q, ở nhánh không mang hàng $q' = q_0$);

l - đoạn hình chiếu trên mặt ngang của đoạn tuyến di chuyển, m;

h - chiều cao từ điểm đầu đến điểm cuối đoạn tính toán, m.

Ở công thức (8.9) mang dấu (+) khi nâng và mang dấu trừ (-) khi hạ (đi lên hoặc đi xuống).

Hệ số cản trong các công thức từ (8.5) đến (8.9) chọn theo bảng 8.1.

Lực kéo cần thiết của bánh xích chủ động *P* phải lớn hơn hoặc bằng tổng lực cản W, N.

$$P \geq W = S_v - S_r + W_{bx} \quad (8.10)$$

Trong đó:

S_v - sức căng của nhánh xích vào đĩa xích, N;

S_r - sức căng ở nhánh ra khỏi đĩa xích, kG;

W_{bx} - lực cản di chuyển tại bánh xích chủ động, N;

$$W_{bx} = (\xi_0 - 1)(S_v + S_r) \quad (8.11)$$

Scanned with CamScanner

Công suất yêu cầu của động cơ:

$$N = \frac{W.v}{1000.60.\eta} = \frac{W}{60000.\eta} \quad (8.12)$$

Ở đây:

v - tốc độ di chuyển của cơ cấu treo, m/ph;

η - hiệu suất cơ cấu truyền động;

ξ_0 - hệ số theo bảng 8.1.

Bảng 8.1. Hệ số cản uốn

Điều kiện làm việc của băng treo	ξ_0		λ_0					φ_0		
	Khi góc chuyển hướng, (độ)									
	90	180	đến 30	45	60	90	180	đến 20	35	45
Tốt	1,020	1,030	1,020	1,025	1,030	1,040	1,07	1,010	1,015	1,025
TB	1,025	1,035	1,025	1,030	1,040	1,050	1,09	1,012	1,020	1,030
Nặng	1,035	1,050	1,030	1,040	1,045	1,060	1,10	1,015	1,025	1,035

Scanned with CamScanner

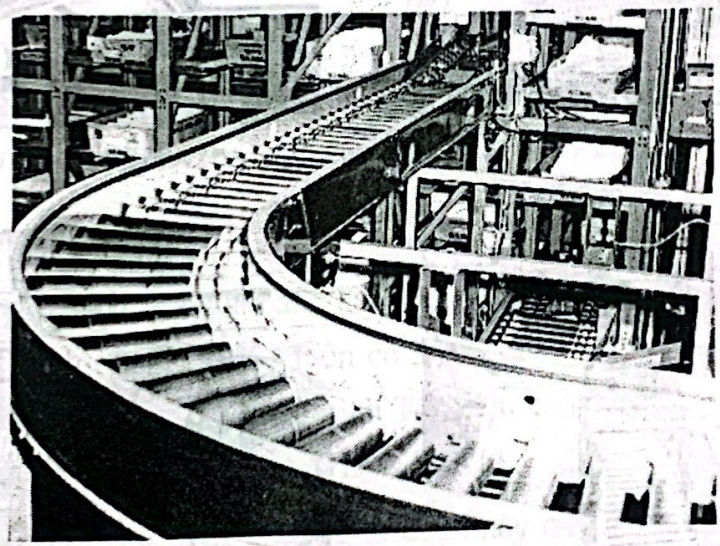
Chương 9

BĂNG LĂN

9.1.CÔNG DỤNG, PHÂN LOẠI

9.1.1. CÔNG DỤNG

Băng lăn là loại băng vận chuyển vật liệu bằng con lăn, bánh lăn và trong một số trường hợp dùng bi cầu. Tuỳ thuộc vào chiều dài băng vận chuyển có thể sử dụng con lăn có chiều dài 200-1000mm, đường kính con lăn bằng thép ống từ 50-120 mm, bằng gang hay thép đúc đường kính đến 200mm. Khung đỡ của băng lăn được bố trí thành hàng dài, thẳng hoặc cong, vật liệu dựa trên con lăn để di chuyển (H9.1, H9.2) nhờ trọng lực hoặc được truyền động từ con lăn.



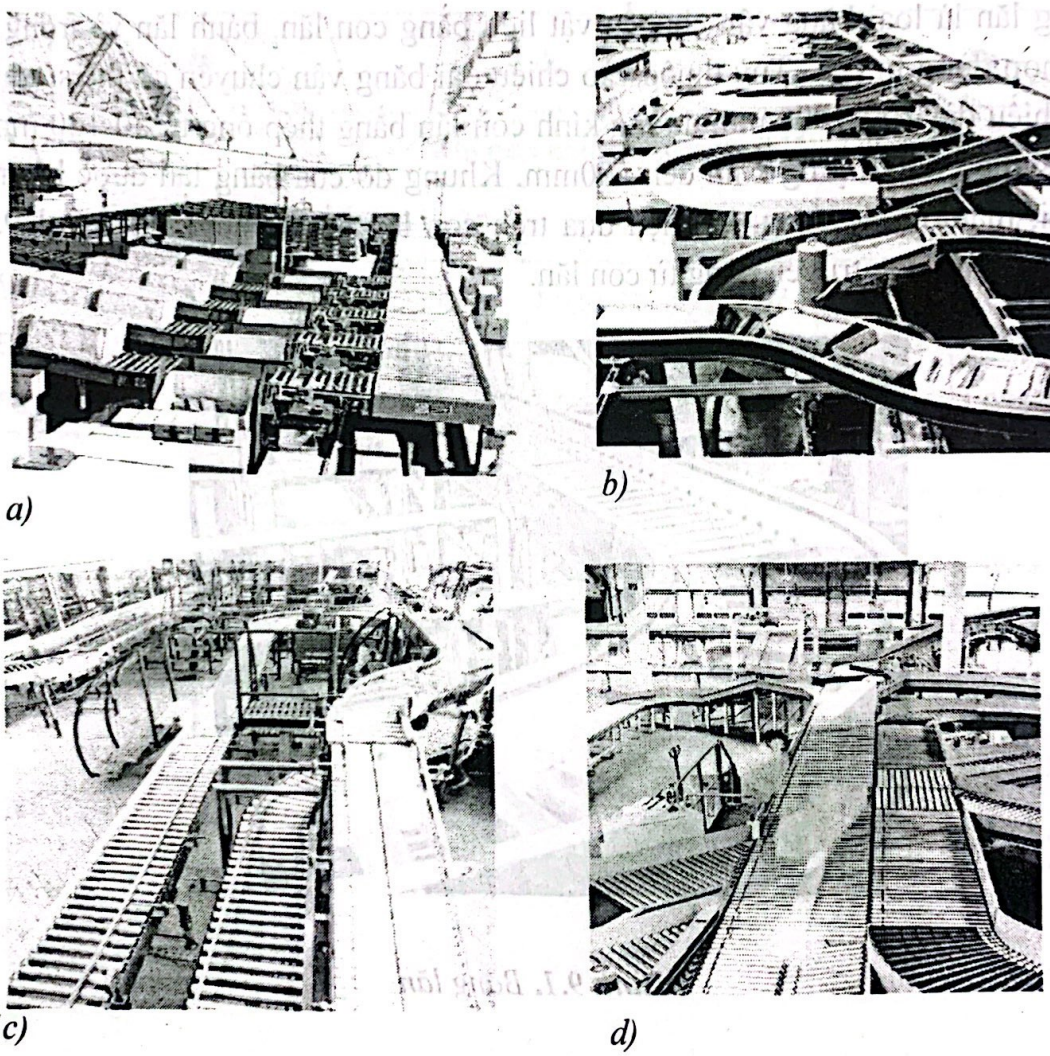
Hình 9.1. Băng lăn

Băng lăn có ứng dụng khá rộng rãi trong các dây chuyền công nghệ sản xuất vật liệu xây dựng, cơ khí, thực phẩm, để vận chuyển nhiều loại hàng hoá, vật liệu khác nhau, các loại hàng kiện, hàng hòm, hàng bao như bao xi măng, gạo bao, hàng hộp bách hoá, vật liệu có chiều dài lớn như thép cây, gỗ thanh, vật liệu có dạng tấm như thép tấm, gỗ tấm, kính tấm, bê tông tấm. Băng lăn còn dùng làm thiết bị vận chuyển trung gian trong dây chuyền công nghệ chế tạo, đóng gói hay dùng làm thiết bị vào tải, ra tải cho nhiều loại băng khác.

Scanned with CamScanner

So với các loại băng khác, băng lăn có thể dễ dàng vận chuyển được hàng đơn chiếc có kích thước dài, hoặc kích thước lớn theo hai chiều, có thể vận chuyển hàng có nhiệt độ cao, năng suất vận chuyển khá lớn. Băng lăn không truyền động có chi phí năng lượng thấp, dễ chế tạo, lắp đặt, giá thành rẻ. Tuy nhiên băng lăn chỉ thích hợp vận chuyển hàng đơn chiếc, và chỉ đạt hiệu quả cao khi lưu lượng hàng hoá lớn và vận chuyển theo tuyến cố định. Khi cần vận chuyển vật liệu lên cao, kết cấu băng khá phức tạp, công kềnh.

9.1.2. PHÂN LOẠI



***Hình 9.2**. Các loại băng lăn*
a- Băng lăn tuyến thẳng; b- Băng lăn tuyến cong;
c- Băng lăn kết hợp; d- Băng lăn rẽ nhánh

Theo sự truyền động:

Phân loại băng lăn chủ yếu theo sự truyền động của con lăn. Theo cách này băng lăn chia làm 2 loại là băng lăn không truyền động và có truyền động.

Scanned with CamScanner

Băng lăn không truyền động: Các con lăn của băng không có cơ cấu dẫn động, chúng quay trơn trên trục hoặc quay cùng trục. Băng nghiêng một góc để hàng tự di chuyển động do trọng lực hoặc chỉ cần tác động một lực nhỏ. Thông thường băng loại này thực hiện vận chuyển vật liệu trên từng đoạn một. Loại này có kết cấu đơn giản, giá thành rẻ, nhưng khả năng vận chuyển hàng hạn chế.

Băng lăn có truyền động:

Các con lăn đều được truyền động bằng dây đai, dây cáp, hay dây xích từ cơ cấu dẫn động, (H9.4d). Loại này có kết cấu phức tạp, nhưng có khả năng vận chuyển vật liệu lên cao.

Ngoài ra, băng lăn có thể phân loại theo các cách khác như theo tính di động của băng, theo tuyến vận chuyển, theo vị trí cấp tải hay dỡ tải.

Theo tính di động băng lăn được chia thành loại cố định và loại di động. Loại đặt cố định có vị trí làm việc không thay đổi hoặc thay đổi rất ít. Loại di động có thể đưa đi được, nó gồm nhiều đoạn riêng rẽ dài từ 2,5-3m. Khi cần vận chuyển theo tuyến cong cần có các đoạn cong tương ứng.

Theo hướng di chuyển của hàng, băng lăn có loại vận chuyển thẳng (H9.2a), vận chuyển theo đường lượn (H9.2b), vận chuyển kết hợp (H9.2c) hay phân nhánh (H9.2d).

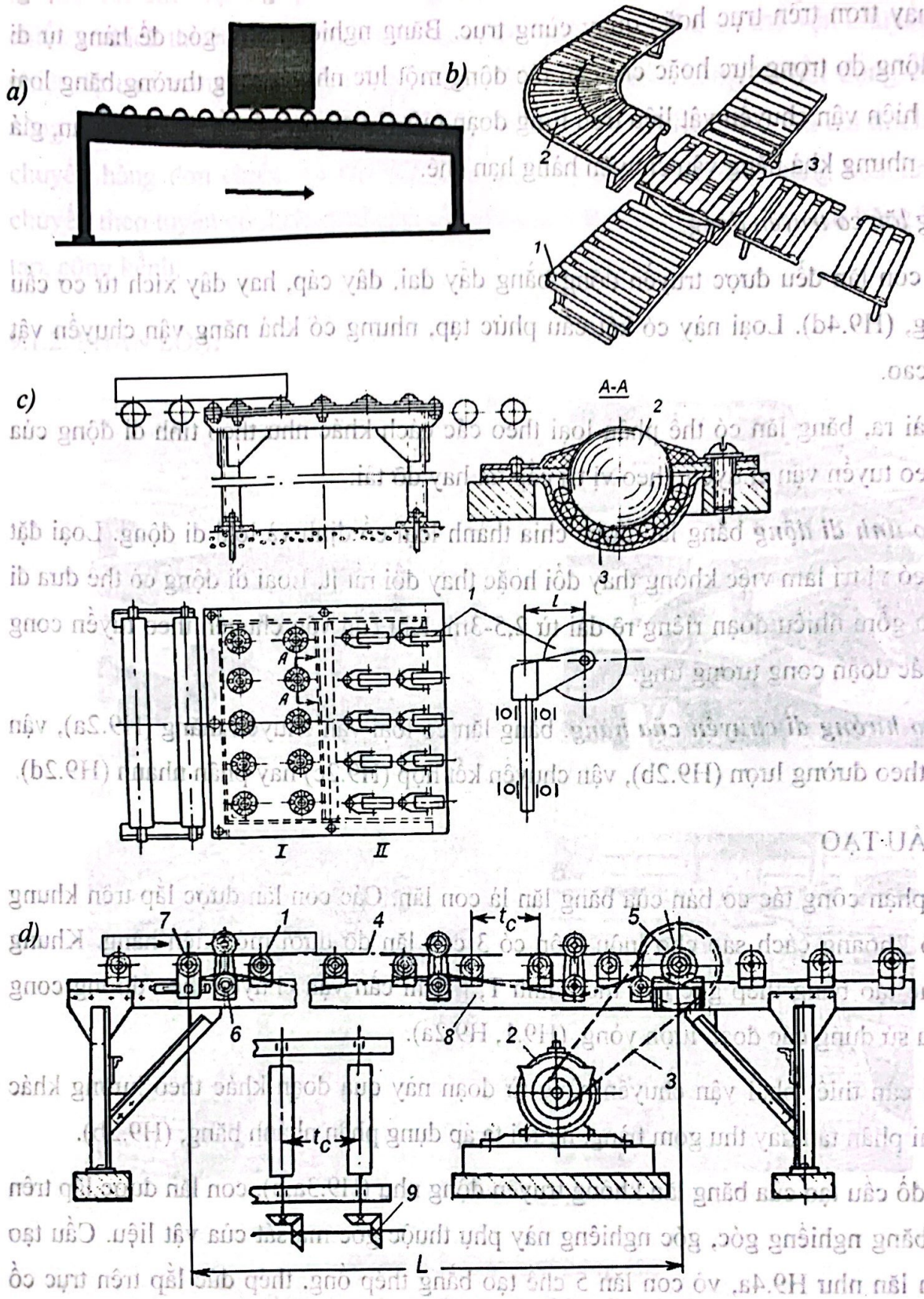
9.1.3. CẤU TẠO

Bộ phận công tác cơ bản của băng lăn là con lăn. Các con lăn được lắp trên khung băng có khoảng cách sao cho luôn luôn có 3 con lăn đỡ dưới một kiện hàng. Khung băng chế tạo bằng thép góc hay thép hình T, [. Khi cần vận chuyển theo đường cong người ta sử dụng các đoạn lượn vòng, (H9.1, H9.2a).

Khi cần thiết phải vận chuyển hàng từ đoạn này qua đoạn khác theo hướng khác nhau khi phân tán hay thu gom hàng, người ta áp dụng phân nhánh băng, (H9.2b).

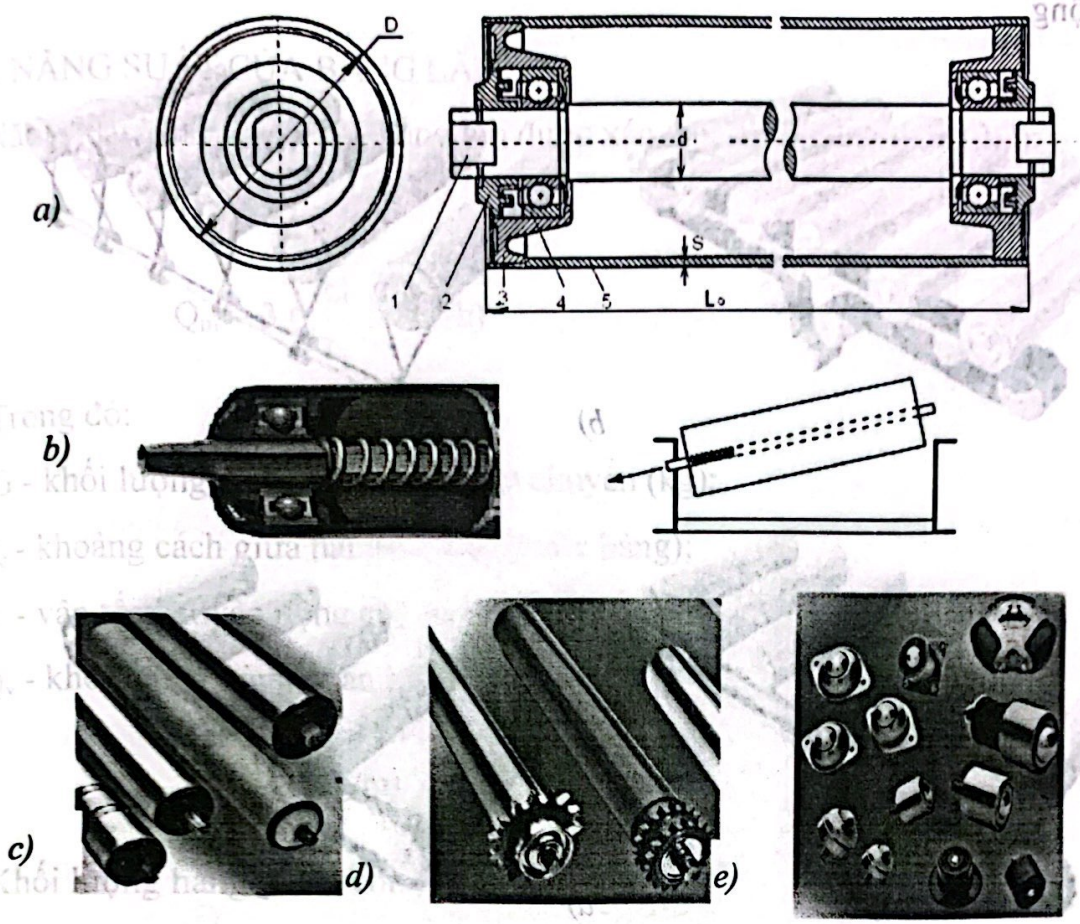
Sơ đồ cấu tạo của băng lăn không truyền động như (H9.3a,b), con lăn được lắp trên khung băng nghiêng góc, góc nghiêng này phụ thuộc góc ma sát của vật liệu. Cấu tạo của con lăn như H9.4a, vỏ con lăn 5 chế tạo bằng thép ống, thép đúc lắp trên trục cố định 1 bằng ổ bi 4 thông qua gối moay ơ 3, con lăn quay tương đối so với trục 1. Vòng chặn 2 dùng để chắn mỡ và tránh cát bụi lọt vào ổ bi này. Để việc tháo lắp con lăn lên khung băng dễ dàng, người ta chế tạo con lăn có lò so (H9.4b). Khi đó muốn lắp con lăn, người ta đẩy ép trục về một phía để lắp đầu trục kia vào kết cấu thép. Kết cấu có lò so còn giúp cho con lăn ở đúng vị trí.

Scanned with CamScanner



***Hình 9.3.** Sơ đồ cấu tạo băng lăn*
a,b- Băng lăn không truyền động; c- Bàn lăn;
d- Băng lăn có truyền động.

Scanned with CamScanner



Hình 9.4. *Các loại con lăn*

a- Sơ đồ cấu tạo con lăn; b- Con lăn có lò so; c- Con lăn không truyền động; d- Con lăn có đĩa xích truyền động; e- Con lăn kiểu cầu, kiểu trụ.

Khi vận chuyển hàng dạng tấm, để dễ dàng chuyển hướng chuyển động người ta còn dùng bàn lăn. Cấu tạo của bàn lăn như H9.3b, gồm có các con lăn 1 có trụ xoay và các bi cầu 2, lắp trên mặt bàn phẳng. Kết cấu bi cầu như H9.4e.

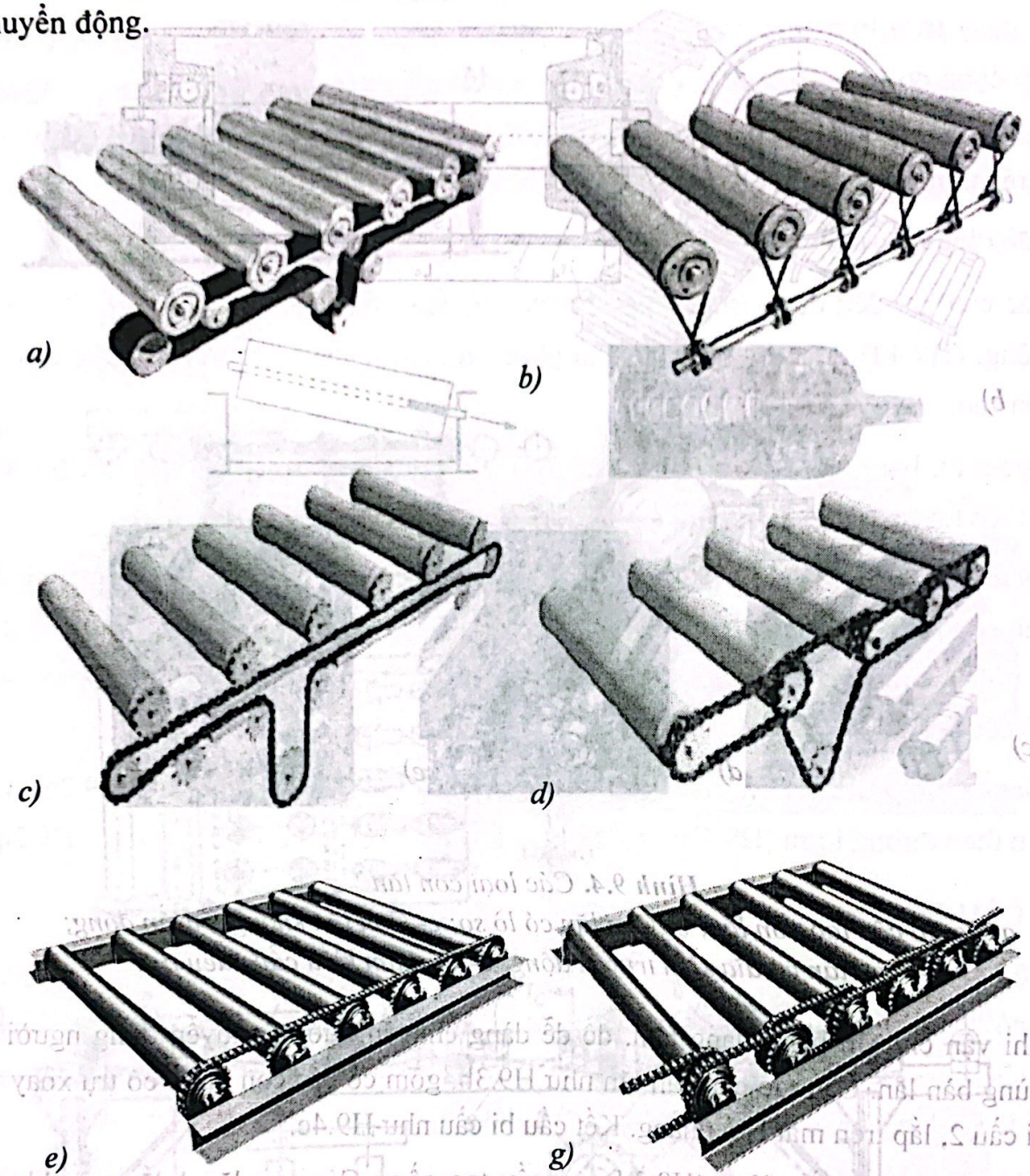
Băng lăn có truyền động (H9.3d), có cấu tạo gồm: Các con lăn 1 lắp trên khung băng 8, đầu con lăn có đĩa xích ăn khớp với dây xích 4, xích 4 mắc vòng qua đĩa xích chủ động 5 và bị động 7. Kết cấu con lăn như H9.4d. Động cơ dẫn động 2 truyền chuyển động cho đĩa xích 5 thông qua bộ truyền xích 3 (hoặc đai, hay hộp giảm tốc). Đĩa xích 5 kéo dây xích chuyển động làm các con lăn chuyển động theo. Bộ phận căng xích 6 đảm bảo sự làm việc bình thường cho xích. Ngoài ra, băng lăn còn bố trí các thiết bị khác như đĩa xích định hướng, con lăn vào tải, ra tải.

Ngoài truyền động bằng xích, con lăn còn được truyền động bằng bánh răng 9 (H9.3d), bằng dây đai, hay bằng cáp kéo. H9.5 là các kiểu truyền động cho con lăn.

Truyền động bằng dây đai (H9.5a): bề mặt của dây đai áp vào bề mặt các con lăn làm cho chúng quay tròn. Dây đai này nhận truyền động từ động cơ bộ truyền.

Scanned with CamScanner

Có thể sử dụng dây đai truyền động vuông góc từ trục truyền chung cho các con lăn chuyển động.



***Hình 9.5.** Truyền động cho con lăn*
a- Truyền động bằng dây đai; b- Truyền động bằng cáp hay đai nhỏ;
c,e- Truyền động xích cho nhóm con lăn;
d,g- Truyền động xích liên tiếp theo từng cặp.

Truyền động bằng cáp kéo: Nguyên lý truyền động của loại này tương tự như truyền động đai thường hay nửa chéo (H9.5b).

Truyền động bằng bánh răng: Con lăn nhận truyền động từ các cặp bánh răng nón (H9.3d), một được lắp trên đầu trục mỗi con lăn và một được lắp trên một trục truyền chung nhận chuyển động quay từ bộ dẫn động.

Scanned with CamScanner

9.2.TÍNH TOÁN BĂNG LĂN

9.2.1. NĂNG SUẤT CỦA BĂNG LĂN

Năng suất khối lượng của băng lăn được xác định theo công thức (2.2):

$$Q_m = 3{,}6 q_v.v$$

hay

$$Q_m = 3{,}6.\frac{G}{t_c}.v. \ (T/h) \qquad (9.1)$$

Trong đó:

G - khối lượng của 1 khối hàng vận chuyển (kg);

t_c - khoảng cách giữa hai mã hàng (bước hàng);

v - vận tốc chuyển động của hàng;

q_v - khối lượng hàng phân bố theo chiều dài.

$$q_v = \frac{G}{t_c} \ (kg/m)$$

Khối lượng hàng trên 1 con lăn:

$$q_c = q_v.\, t_{cl} = \frac{G}{t_c}.t_{cl} \ . \ (kg/con\ lăn) \qquad (9.2)$$

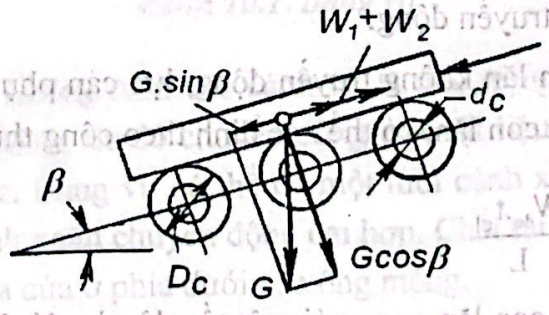
Trong đó:

t_{cl} - khoảng cách hai con lăn (bước con lăn).

Khi biết trước năng suất, lượng hàng vận chuyển được trong một giờ sẽ là:

$$z = \frac{Q_m}{G} \ (chiếc/h) \qquad (9.3)$$

9.2.2. LỰC CẢN CHUYỂN ĐỘNG VÀ CÔNG SUẤT ĐỘNG CƠ



Hình 9.6. Sơ đồ tính lực cản chuyển động

Scanned with CamScanner

Lực cản di chuyển của hàng trên bề mặt con lăn theo góc nghiêng băng β phụ thuộc vào lực ma sát ở ngõng trục và lực ma sát giữa hàng với con lăn.

Khi biết khối lượng hàng vận chuyển trên 1 con lăn q_c, trọng lượng 1 con lăn là G_0 (daN), trọng lượng mã hàng là G (daN), đường kính con lăn D_c, đường kính ngõng trục con lăn d_c và hệ số ma sát ở ngõng trục con lăn là μ_1, giữa hàng và con lăn là f_2 (mm), số con lăn chứa hàng là i thì:

Lực cản do ma sát trên ngõng trục con lăn:

$$W_1 \approx (i.G_0 + G.\cos\beta).\mu_1.\frac{d_c}{D_c}$$

Lực cản quay của con lăn phụ thuộc vào lực ma sát giữa con lăn và hàng:

$$W_2 = \frac{2.G.f_2.\cos\beta}{D_c}$$

Tổng lực cản chuyển động sẽ là:

$$W_{dc} = W_1 + W_2 \pm G.\sin\beta \qquad (9.4)$$

Công suất của động cơ dẫn động có thể được tính theo lực cản quay chung trên tất cả các con lăn. Khi tải trọng phân bố của hàng q_v, của con lăn $q_0 = \frac{G_0}{t_{cl}}$, chiều dài băng là L thì:

$$W_{dc} = q_v.g.L.\left[(\mu_1\frac{d_c}{D_c} + f_2)\cos\beta \pm \sin\beta\right] + q_0.g.L.\mu_1.\frac{d_c}{D_c} \qquad (9.5)$$

Công suất của động cơ dẫn động:

$$N = \frac{W_{dc}.v}{1000\eta}, (kW) \qquad (9.6)$$

Trong đó:

η - hiệu suất của bộ truyền động.

Với băng lăn mà con lăn không truyền động, lực cản phụ thuộc vào lực ma sát của kiện hàng di chuyển trên con lăn, có thể xác định theo công thức:

$$W_{cl} = \frac{W_{dc}.t_{cl}}{L} \qquad (9.7)$$

Khi hàng di chuyển, con lăn quay với một tốc độ nào đó. Vì vậy lực cản tổng cộng, ngoài lực cản do ma sát cần phải xác định thêm lực cản do quán tính của con lăn và hàng hoá.

Scanned with CamScanner

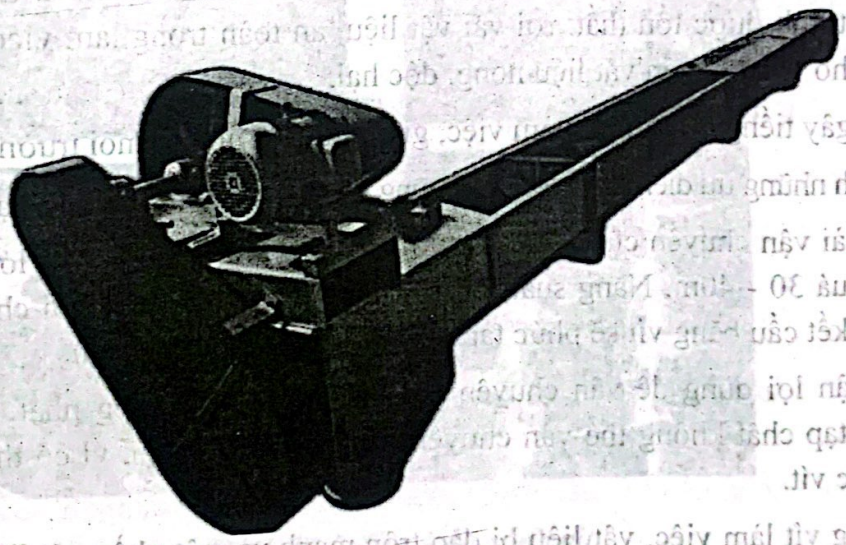
Chương 10

BĂNG VÍT

10.1. GIỚI THIỆU CHUNG

10.1.1. CÔNG DỤNG VÀ ĐẶC ĐIỂM

Băng vít (còn gọi là băng xoắn, vít tải) là loại băng vận chuyển liên tục không có bộ phận kéo. Bộ phận công tác của băng là vít cánh xoắn chuyển động quay trong một vỏ kín (hoặc hở) tiết diện tròn ở dưới. Khi vít chuyển động, cánh vít gắn trên trục tạo ra lực đẩy dọc trục, đẩy vật liệu di chuyển trong vỏ từ cửa nạp tới cửa xả. Hướng di chuyển của vật liệu trong ống tuỳ thuộc vào chiều quay của trục vít và hướng vặn của cánh vít.



Hình 10.1. Băng vít

Vật liệu vận chuyển không bám vào cánh vít là nhờ trọng lượng của nó và lực ma sát giữa vật liệu và vỏ máng, do đó chuyển động của vật liệu trong máng theo nguyên lý truyền động vít-đai ốc. Băng vít có thể có một mối cánh xoắn hoặc nhiều mối cánh xoắn, loại nhiều mối cánh xoắn chuyển động êm hơn. Chất tải cho băng vít qua cửa trên nắp máng, còn dỡ tải qua cửa ở phía dưới của ống máng.

Băng vít được sử dụng để vận chuyển vật liệu rời tơi xốp, vật liệu có cục nhỏ như xi măng, cát, đá răm, hoặc dẻo như vữa, đất sét ướt, hỗn hợp bê tông... trong ống kín

Scanned with CamScanner

hoặc máng, theo phương nghiêng với góc nghiêng nhỏ (thường nhỏ hơn 20^0), phương ngang hoặc theo phương thẳng đứng. Khoảng cách vận chuyển 30m-40m, chiều cao vận chuyển tới 40m. Năng suất từ 20 - 40 m^3/h, đối với loại vít có kích thước lớn năng suất có thể đạt tới 100 m^3/h. Băng vít còn dùng làm cơ cấu cấp liệu cưỡng bức cho các băng khác, trong các trạm trộn bê tông, dùng làm máy ép trong sản xuất cấu kiện xây dựng, máy ép thực phẩm...Ngoài ra, trong một vài trường hợp đặc biệt có thể dùng băng vít vận chuyển hàng đơn chiếc.

Vận chuyển vật liệu, hàng hoá bằng băng vít có nhiều ưu điểm:

Kích thước nhỏ gọn, chiếm chỗ ít, với cùng năng suất thì diện tích tiết diện ngang của băng vít nhỏ hơn rất nhiều so với diện tích tiết diện ngang của các máy vận chuyển khác.

Vận hành, thao tác, sửa chữa đơn giản, dễ dàng. Giá thành chế tạo, sửa chữa thấp hơn so với nhiều máy vận chuyển khác.

Có thể vận chuyển được vật liệu nhão, dính ướt, vật liệu nóng, vật liệu độc hại, vật liệu chịu dập nát.

Vận chuyển được vật liệu theo phương ngang, hay thẳng đứng.

Vật liệu được vận chuyển trong máng kín nên có thể nhận và dỡ tải ở các trạm trung gian, tránh được tổn thất, rơi vãi vật liệu, an toàn trong làm việc và sử dụng, rất thuận tiện cho vận chuyển vật liệu nóng, độc hại.

Không gây tiếng ồn lớn khi làm việc, giảm được ô nhiễm môi trường.

Bên cạnh những ưu điểm trên, băng vít cũng có những nhược điểm và hạn chế nhất định:

Chiều dài vận chuyển cũng như năng suất bị giới hạn. Chiều dài lớn nhất của băng vít không quá 30 - 40m. Năng suất tối đa không quá 100T/h vì với chiều dài và năng suất lớn thì kết cấu băng vít sẽ phức tạp và tiêu hao năng lượng lớn.

Chỉ thuận lợi dùng để vận chuyển vật liệu tương đối đồng nhất. Những vật liệu chứa nhiều tạp chất không thể vận chuyển bằng băng vít được vì có thể tạp chất quấn chặt vào trục vít.

Khi băng vít làm việc, vật liệu bị đảo trộn mạnh và một phần vật liệu bị nghiền nát hoặc bị phân loại ra theo khối lượng riêng. Vì vậy không nên dùng băng vít để vận chuyển những vật liệu không cho phép làm dập nát.

Cánh và máng vít dễ bị mòn khi vận chuyển vật liệu cứng và có cạnh sắc.

Năng lượng tiêu tốn nhiều hơn so với băng đai, do vậy không nên dùng để vận chuyển vật liệu dính, ẩm.

Hiệu suất thấp, công suất truyền động cao.

Tuy nhiên, do có những ưu điểm nhất định và thích hợp với một số loại vật liệu và công nghệ vận chuyển nên băng vít được sử dụng trong ngành xây dựng, tuyển khoáng, công nghiệp hoá chất, thực phẩm...

Scanned with CamScanner

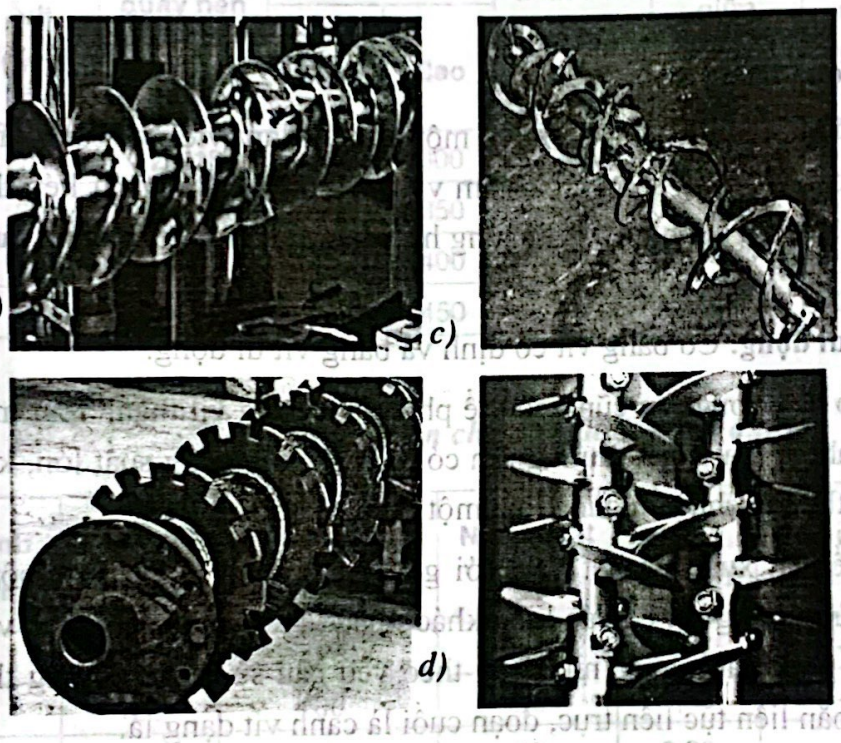
10.1.2. PHÂN LOẠI

Băng vít có thể phân loại theo nhiều cách như theo kết cấu cánh vít, theo công dụng, theo mối ren vít...

1. Theo hình dạng cánh vít

Theo cách này, người ta phân băng vít thành các loại: băng vít cánh vít liên tục liền trục, băng vít cánh vít liên tục không liền trục, băng vít cánh vít dạng tấm (lá), băng vít cánh vít liên tục định hình...

Băng vít cánh vít liên tục liền trục (H10.2a) dùng vận chuyển vật liệu dạng bột khô, vật liệu có kích thước nhỏ và trung bình. Loại cánh vít này không cho vật liệu chuyển ngược lại, do đó khi cùng đường kính và cùng tốc độ quay, năng suất của băng vít loại này lớn hơn các loại băng vít khác. Vật liệu được vận chuyển với hệ số làm đầy máng từ 0,3 - 0,45 và số vòng quay của trục vít là 50 - 120vòng/phút.



Hình 10.2. Các loại cánh vít

Băng vít cánh vít liên tục không liền trục (H10.2c) và cánh vít dạng tấm dùng vận chuyển vật liệu dạng hạt cỡ lớn hoặc vật liệu dính, có thể dùng để trộn vật liệu. Hệ số làm đầy 0,25 - 0,4 và số vòng quay trục vít 40 - 100 vg/phút.

Băng vít cánh vít định hình (H10.2b) dùng vận chuyển vật liệu dính kết với hệ số làm đầy 0,15 - 0,30 và số vòng quay của trục vít 30 - 60vòng /phút.

2. Theo công dụng

Băng vít có các loại: Băng vít dùng vận chuyển thuần tuý, băng vít dùng để trộn, băng vít dùng để thu hồi, băng vít cấp liệu, băng vít dùng để thực hiện các quá trình công nghệ như ép, nén, làm tơi.

Scanned with CamScanner

Băng vít dùng vận chuyển thuần tuý thường có chiều dài lớn, có các ổ treo trục trung gian, năng suất thường thấp hơn loại cùng cỡ không có trục trung gian. Các băng vít cấp liệu, nén ép, thường ngắn, không có các ổ treo trục trung gian, nên năng suất thường cao hơn loại cùng cỡ có trục trung gian.

3. Theo tốc độ làm việc của trục vít

Theo tốc độ có hai loại: băng vít tốc độ chậm và băng vít tốc độ nhanh. Băng vít với trục vít quay chậm thường dùng cho băng nằm ngang, băng vít với trục vít quay nhanh thường dùng cho băng vít thẳng đứng.

4. Theo hướng vận chuyển vật liệu

Có băng vít nằm ngang, nằm nghiêng, hay thẳng đứng. Băng vít thẳng đứng choán ít diện tích lắp đặt, kín và có thể dỡ tải ở các điểm trung gian mong muốn nhưng tốn nhiều năng lượng, máng và cánh vít nhanh mòn, vận tốc quay lớn hơn nhiều so với vít nằm ngang.

5. Theo số lượng trục vít

Có băng vít đơn là loại băng vít chỉ có một trục vít làm việc và băng vít kép là loại băng vít có hai trục vít song song cùng làm việc (H10.2d). Băng vít kép thường dùng vận chuyển vật liệu dính ẩm như vữa bê tông hay than bột ẩm, hoặc dùng làm băng trộn vật liệu.

6. Theo tính di động: Có băng vít cố định và băng vít di động.

Ngoài ra theo số đường ren cũng có thể phân loại băng vít thành loại một và nhiều đường ren. Tuy nhiên loại nhiều đường ren có lực cản lớn, công suất lớn, kết cấu nặng nề, phức tạp nên thực tế chủ yếu dùng loại một đường ren.

Trong thực tế sản xuất, để kết hợp với giải pháp công nghệ trên một tuyến vận chuyển, có thể dùng băng vít có các kiểu khác nhau. Trên cùng một trục vít có thể có các đoạn với các kiểu cánh khác nhau tuỳ theo yêu cầu sử dụng. Thông thường đoạn đầu có cánh vít xoắn liên tục liền trục, đoạn cuối là cánh vít dạng lá.

Một số kinh nghiệm lựa chọn băng vít vận chuyển:

Vật liệu đặc biệt như xi măng, bột thạch anh, tro, phấn, cát khô, xỉ, quặng hạt nhỏ...nếu hệ số đầy máng $\psi = 0,25 - 0,45$ thì nên dùng trục vít cánh liền và tốc độ góc từ 50 - 100 vòng/phút.

Vật liệu mảnh, đá răm to, xỉ quặng hạt to, dùng trục vít có đai hở khi hệ số đầy máng bằng 0,25 - 0,4 và tốc độ góc từ 40 - 100 vòng/phút.

Vật liệu nhão, dính, ẩm ướt đất sét dính, bê tông, dung dịch xi măng thì dùng trục vít có cạnh gập hay hình lá khi hệ số đầy máng bằng 0,15 - 0,3 và tốc độ góc từ 30 - 60 vòng/phút.

Đường kính và bước xoắn của băng vít được tiêu chuẩn theo bảng 10.1.

Scanned with CamScanner

Bảng 10.1. Trị số tiêu chuẩn của đường kính và bước xoắn của cánh vít

Thông số	Trị số (mm)					
Đường kính cánh vít D	100	125	160	200	250	320
Bước xoắn t	100	125	160	200	250	320
	80	100	125	160	200	250

Từ bảng 10.1, bước xoắn t = 0,8 -1,0.D (D - đường kính cánh vít).

Bảng 10.2. Đặc tính kỹ thuật của một số loại băng vít

Băng vít vận chuyển thực phẩm

Đường kính của cánh vít (mm)	Bước vít (mm)	Số vòng quay nên dùng (vòng/ph)	Kích thước mm		Đường kính của trục ống (mm)	Khoảng cách giữa các gối đỡ (mm)	Độ dài của một đoạn (mm)	Khối lượng của một đoạn (kg)
			Réng	Cao				
150	150	120-180	244	300	48	2000	2000	66
200	200	110-160	298	350	48	2000	2000	82
250	250	100-150	358	400	60	2000	2000	104
300	300	90-140	408	450	60	2000	2000	124

Băng vít ống vận chuyển vật liệu xây dựng

Đường kính ống vít (mm)	Bước vít (mm)	Số vòng quay (vòng/ph)	Năng suất m3/h	Hệ số nạp đầy	Chiều dài ống (m)	Vật liệu vận chuyển
200	75	75	2,83	0,27	-	Xi măng
300	120	60	8,5	0,28	-	Xi măng
400	160	55	10	0,28	-	Xi măng
500	200	40	25	0,26	-	Xi măng
600	240	30	30	0,25	-	Xi măng
800	800	15	83	0,33	34,7	Cát
1000	700	14	215	0,25	34,2	Cát
1000	1000	20	207	0,22	108	Cát

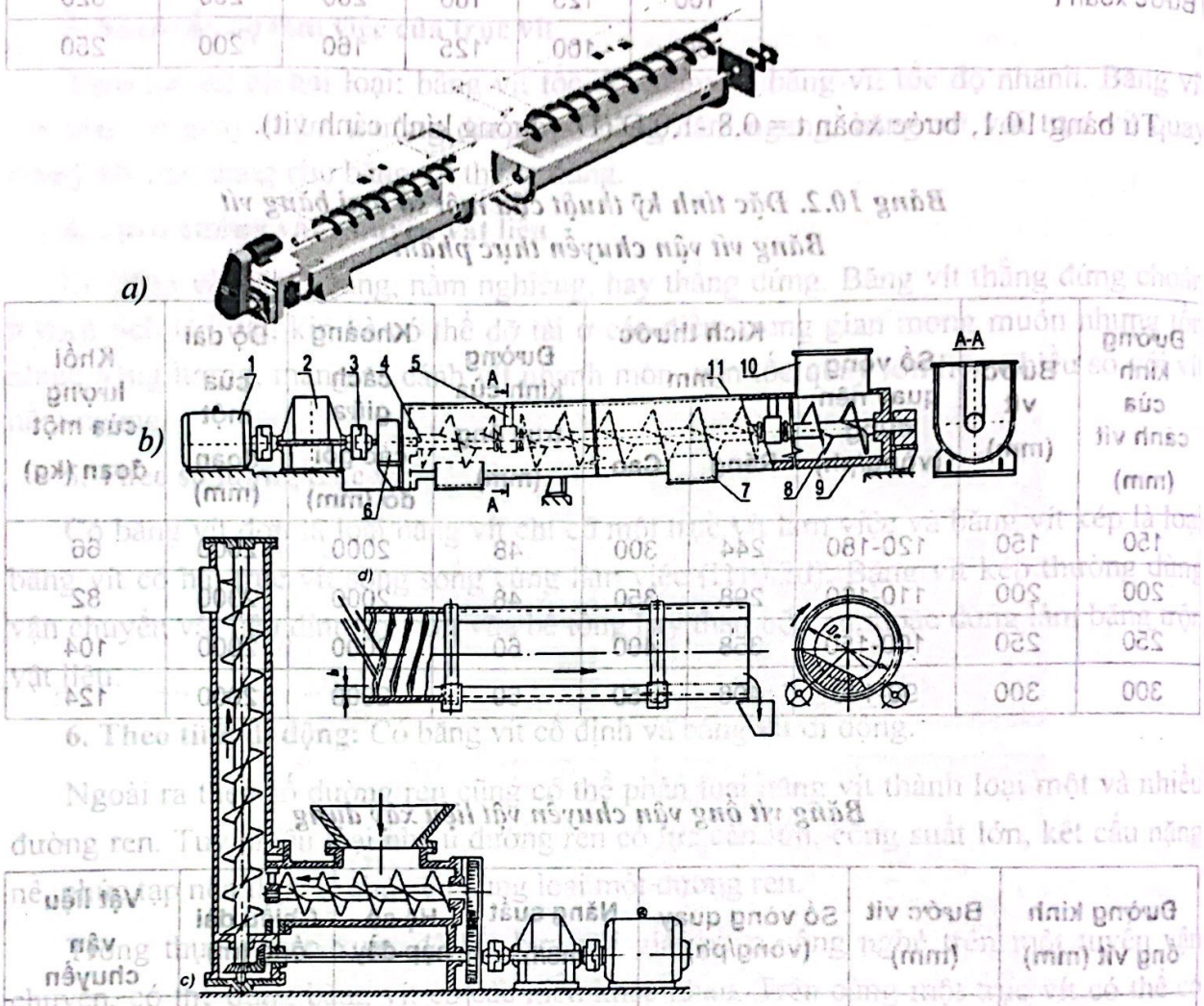
Số vòng quay của vít trong một phút thường lấy theo các trị số sau đây: 6; 7,5; 9,5; 11,8; 15; 19; 23,6; 30; 37,5; 47,5; 60; 75; 95; 118; 150; 190; 236; 300 - sai số so với các trị số trên không được quá 10%.

Đặc tính kỹ thuật của một số loại băng vít cho ở bảng 10.2.

Scanned with CamScanner

10.2. KẾT CẤU BĂNG VÍT

10.2.1. CẤU TẠO VÀ NGUYÊN LÝ HOẠT ĐỘNG CỦA BĂNG VÍT



Hình 10.3- Kết cấu chung của băng vít

a,b- Băng vít nằm ngang; c- Băng vít đứng; d- Ống vít vận chuyển;
1- Động cơ; 2- Hộp giảm tốc; 3- Khớp nối; 4-Trục; 5- Gối đỡ trung gian; 6- Gối đầu trục;
7- Cửa ra tải; 8- Cánh vít; 9- Máng vít; 10- Cửa vào tải; 11- Nắp che.

Kết cấu của băng vít phải thoả mãn các yêu cầu: Thuận tiện cho việc kiểm tra, xem xét, bôi trơn các bộ phận quay dễ dàng, tháo lắp dẫn động và vít xoắn độc lập với nhau. Các chi tiết và các bộ phận của băng phải đảm bảo tính đổi lẫn.

Tuỳ thuộc vào từng loại, băng vít có các dạng như H10.3.

Cấu tạo của băng vít nằm ngang (H10.3a,b) gồm có:

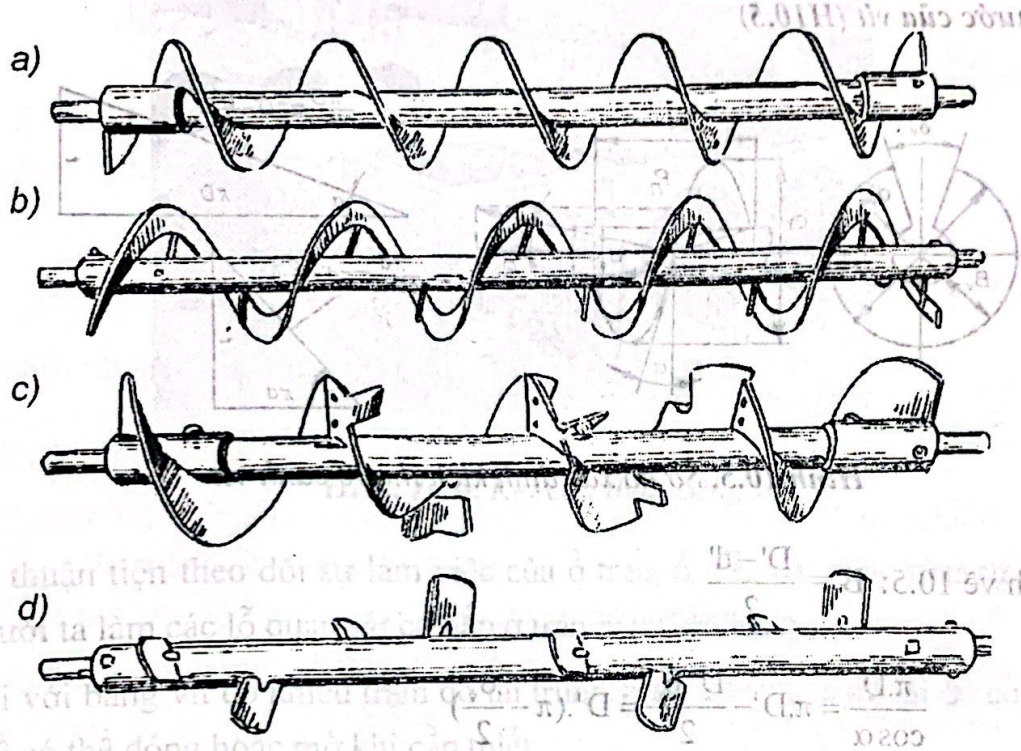
Trục và cánh vít được đỡ bằng các gối đỡ đầu 6, khi trục dài quá 3m có thêm gối đỡ trung gian 5, và đặt trong ống hoặc máng vít 9. Động cơ 1 truyền động cho trục vít

Scanned with CamScanner

thông qua hộp giảm tốc 2. Khi trục quay cánh vít 8 tạo ra lực dọc trục tác động vào vật liệu làm vật liệu chuyển động. Vật liệu được cấp vào đầu máng từ cửa vào tải 10 và lấy ra khỏi máng bằng cửa 7. Để bảo vệ vật liệu, tránh bụi ra ngoài và tăng cứng vững cho máng, băng vít có thêm nắp che 11.

10.2.2. CÁC BỘ PHẬN CỦA BĂNG VÍT

1. Trục vít (H10.4)



Hình 10.4. *Trục vít*

a - Trục vít cánh vít liền trục; b- Trục vít cánh vít không liền trục;
c- Trục vít cánh vít định hình; d- Trục vít cánh vít dạng tấm (lá).

Trục vít là bộ phận chủ yếu để vận chuyển vật liệu dọc theo máng. Trục vít xoắn có nhiều đoạn vít nối với nhau, chiều dài mỗi đoạn không quá 3m.

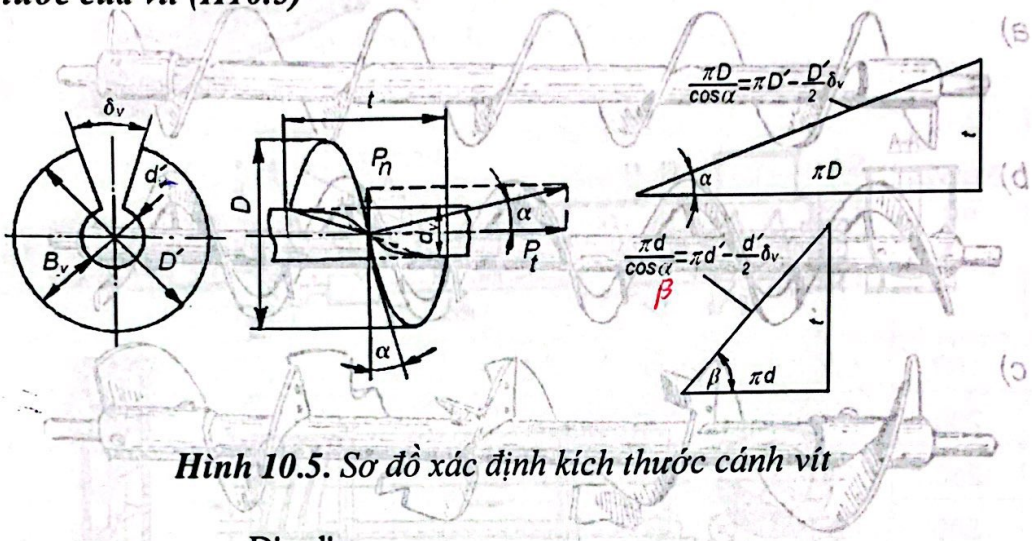
Mỗi đoạn trục vít (vít xoắn) gồm có trục và cánh vít hàn với trục. Cánh vít gồm nhiều đoạn hàn với nhau, chiều dài mỗi đoạn bằng một bước xoắn. Cánh vít được chế tạo bằng cách dập thép lá có chiều dày từ 2 - 4mm. Trục làm bằng ống thép. Các đoạn ống được nối với nhau bằng bu lông hay hàn. Trục vít có đường kính ngoài vòng xoắn từ 100 - 400mm và dài tới 30m. Bước cánh vít bằng (0,8-1)D (D - đường kính cánh vít). Chiều cao cánh vít có thể lấy B_v = 0,2 - 0,3 đường kính ống máng. Tuỳ thuộc vào năng suất có thể chọn đường kính theo bảng 10.3.

Scanned with CamScanner

Bảng 10.3. Lựa chọn đường kính vít xoắn theo năng suất

Thông số	Giá trị								
Q (t/h)	5 - 7	7 - 10	10 - 15	15 - 20	20 - 25	25 - 30	30 - 50	50 - 80	80 - 100
D (mm)	120	150	180	200	225	250	300	350	400

Kích thước của vít (H10.5)



***Hình 10.5.** Sơ đồ xác định kích thước cánh vít*

Từ hình vẽ 10.5: $B_v = \frac{D' - d'}{2}$

$$\frac{\pi.D}{\cos\alpha} = \pi.D' - \frac{D'.\delta_v}{2} = D'.(\pi - \frac{\delta_v}{2})$$

$$\alpha = arctg\frac{t}{\pi.D}$$

Giải các phương trình trên ta có:

$$D' = \frac{2.B_v}{\frac{D}{d}.\frac{\cos\beta}{\cos\alpha} - 1}\ ;\ \delta_v = \frac{D}{D'.\cos\alpha}.\pi\frac{D'.\delta_v}{\pi - \frac{1}{2}}\ ;\ d' = D' - 2.B_v \qquad (10.1)$$

Khe hở giữa cánh vít và bề mặt trong của máng là 3 - 8mm.

Bước của vít sẽ là: $t = \pi.D.tg\alpha = \xi_0.D$ (10.2)

Ở đây $\xi_c = 0,8 - 1,0$ tương ứng với góc nâng $\alpha = 14^o - 18^o$

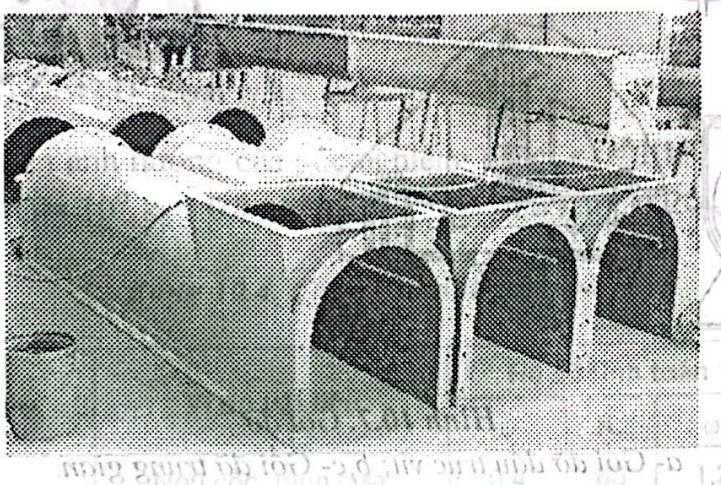
2. Thân băng

Thân băng vít là bộ phận để chứa vật liệu, chế tạo từ thép tấm dày từ 3 - 5 mm, được uốn cong lại theo hình máng, có đường kính lớn hơn đường kính cánh trục vít từ

Scanned with CamScanner

5 - 10mm. Thân băng chia thành các đoạn dài từ 2-3 m, lắp ghép các đoạn thân băng bằng bích ghép và xiết chặt bằng bu lông (H10.6).

Trên nắp của thân băng có cửa nạp liệu chiều dài thường từ (1-2).D. Phía dưới thân băng có đặt cửa dỡ tải. Cửa dỡ tải thường có kích thước vuông với cạnh 0,8D. Nắp của thân băng thường là tấm phẳng chiều dày từ 2 - 5mm. Mỗi đoạn thân người ta còn lắp chân đỡ xuống nền. Khi vận chuyển vật liệu độc hại nắp được ghép kín với máng dưới.



***Hình 10.6.** Kết cấu thân băng vít*

Để thuận tiện theo dõi sự làm việc của ổ treo, ổ đầu vít, cũng như sự phân bố vật liệu người ta làm các lỗ quan sát có nắp ở trên nắp thân băng.

Đối với băng vít có nhiều trạm dỡ tải trung gian, ở các cửa dỡ tải đó có lắp các tấm chắn để có thể đóng hoặc mở khi cần thiết.

Khi vận chuyển vật liệu đòi hỏi sạch, người ta chế tạo thân băng, trục vít bằng thép không gỉ.

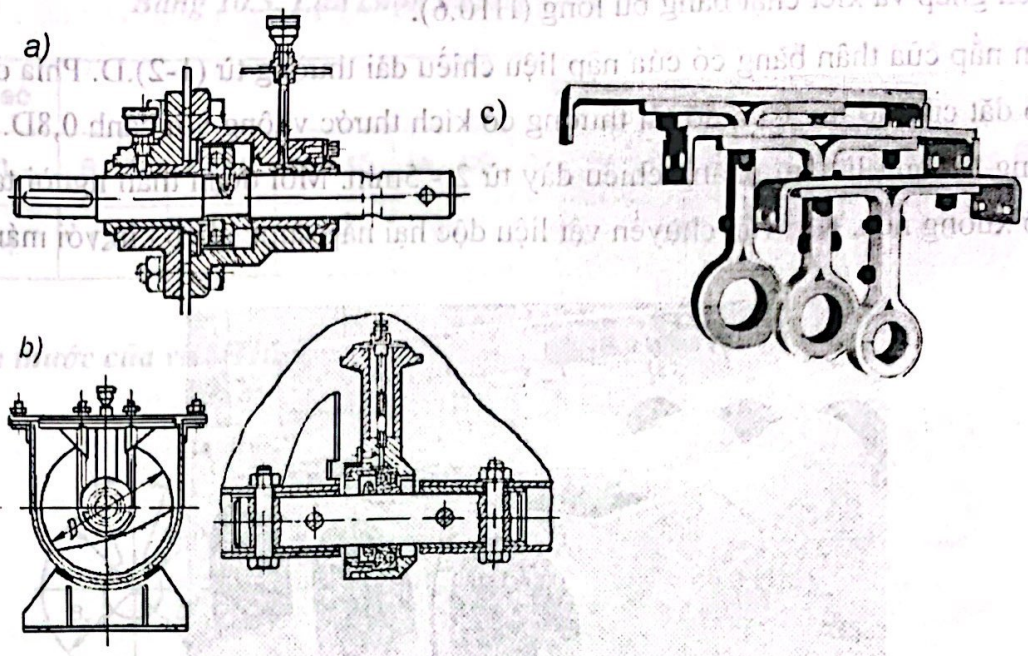
3. Gối đỡ trục vít

Mỗi băng vít có hai ổ đỡ ở hai đầu: một ổ đỡ ở đầu nối với hộp giảm tốc, một ở phía cuối băng. Khi băng làm việc các ổ đỡ này chịu tải trọng hướng trục khá lớn, do đó các ổ đỡ hai đầu thường là các ổ đỡ chặn (H10.7a).

Kết cấu các chi tiết đỡ cuối vít cho phép dịch dọc trục để đề phòng sự giãn nở của trục. Khi cần thiết do tốc độ chuyển động của vít tải người ta lắp bộ cảm biến vào cuối vít.

Đối với những băng vít ngắn người ta không sử dụng ổ đỡ trung gian, đối với những băng vít dài thì người ta dùng ổ trung gian để nối và treo vít xoắn (H.10.7b,c). Muốn cho vật liệu dịch chuyển thuận lợi qua các ổ treo trung gian, tiết diện ổ treo không được chiếm quá 25% tiết diện máng.

Scanned with CamScanner



Hình 10.7. Gối đỡ
a- Gối đỡ đầu trục vít; b,c- Gối đỡ trung gian.

Ổ treo trung gian có thể là ổ lăn (H.10.7b) hoặc ổ trượt (H.10.7c), ổ treo trung gian treo một đoạn trục, hai đầu đoạn trục có hai mặt bích dùng để ghép với mặt bích của đoạn vít xoắn hoặc đoạn trục lắp với đoạn vít xoắn bằng ống nối và chốt bu lông. Kết cấu ổ treo như vậy cho phép lắp ráp trục vít dễ dàng và cho phép trục giãn nở khi vận chuyển vật liệu ở nhiệt độ cao. Các ổ treo phải được bôi trơn đầy đủ. Nếu dùng ổ treo là ổ bi lòng cầu hai dãy thì đảm bảo cho trục vít xoay được một góc nhỏ.

10.3. TÍNH TOÁN BĂNG VÍT

10.3.1. TÍNH TOÁN BĂNG VÍT NẰM NGANG

1. Năng suất của băng vít

Năng suất của băng vít xác định theo công thức chung:

$$Q = 3600\ F.\gamma.\ v = 3600.q.v\ (kg/h) \qquad (10.3)$$

Trong đó:

v - vận tốc vận chuyển vật liệu $v = \frac{t.n}{60}$ (m/s);

t - bước vít (m), $t = \xi_c.D$, đối với vít tải nằm ngang có thể lấy $t = (0,8 - 1,0)D$ với D - Đường kính vít (m);

n - số vòng quay của vít (vg/ph);

Scanned with CamScanner

F - diện tích mặt cắt trung bình dòng vật liệu trong máng.

γ - khối lượng riêng của vật liệu (kg/m^3);

$$F = \frac{\pi.D^2.\psi}{4}$$

ψ - hệ số làm đầy máng. Lấy theo bảng 10.4.

Thay vào công thức 10.3 và kể đến ảnh hưởng của góc nghiêng băng, ta được năng suất của băng là:

$$Q_{tt} = 47.D^2.t.\psi.n\ .\gamma.k_\beta \ \ (kg/h) \qquad (10.4)$$

k_β - hệ số xét đến ảnh hưởng của góc nghiêng băng, $k_\beta = 1$ khi $\beta = 0^o$; $k_\beta = 0,9$ khi $\beta = 5^o$; $k_\beta = 0,8$ khi $\beta = 10^o$; $k_\beta = 0,7$ khi $\beta = 15^o$; $k_\beta = 0,6$ khi $\beta = 20^o$.

Bảng 10.4. Các hệ số tính toán băng vít

Tính chất vật liệu	Ví dụ vật liệu	Hệ số tính toán			Số vòng quay của vít
		ψ	K_v	ω	
Nhẹ, không có bột	Ngũ cốc, mùn cưa, graphit.	0,4	65	1,2	190 - 100
Nhẹ, ít bột	Thạch cao, bột ami ăng, phấn, than bùn	0,32	50	1,6	150 - 60
Nặng và ít bột	Đất sét khô, mảnh có cạnh, muối ăn	0,25	45	2,5	100 - 50
Nặng và không có bột	Xi măng, cát, tro, xỉ kim loại	0,125	30	4,0	70 - 30

2. Đường kính cần thiết của vít

Đường kính D của vít xoắn tương ứng với năng suất Q cho trước có thể xác định sơ bộ theo công thức:

$$D = 0,275.\sqrt[3]{\frac{Q}{\xi_0.n.\psi..\gamma.k_\beta}} \ \ (m) \qquad (10.5)$$

ξ_0 - hệ số bước vít phụ thuộc đường kính vít - (công thức 10.2)

Giá trị tính toán trên đây được quy tròn theo tiêu chuẩn: 150; 200; 250; 300; 500; 600mm.

Đường kính D của vít xoắn phải kiểm tra lại theo độ lớn của cục vật liệu vận chuyển. Khi vật liệu cục có kích thước lớn nhất a_{max} thì:

$D = (8 - 10)a_{max}$ đối với vật liệu đã phân loại.

$D = (4 - 6)a_{max}$ đối với vật liệu chưa phân loại.

Scanned with CamScanner

Cùng trong điều kiện như vậy với đường kính cục
liệu theo tỷ lệ: 80% vật liệu kích thước $a_1 = 0,1D$ và 20% vật liệu có kích thước $a_2 = 0,25D$.

3. Số vòng quay cần thiết của trục vít

Xác định theo công thức:

$$n = \frac{K_v}{\sqrt{D}}, \text{ vg/ph} \quad (10.6)$$

Trong đó:

K_v - hệ số phụ thuộc vào vật liệu, bảng 10.4;

D - đường kính cánh vít,(m).

4. Công suất trên trục vít để băng làm việc

$$N_o = \frac{Q}{367}(L_n.\omega + H) + 0,02.k_1.q_b.L.v.\omega_q + k_p.Q \quad (10.7)$$

Trong đó:

Q - năng suất của băng;

L_n - chiều dài vận chuyển của băng (là khoảng cách trên phương ngang từ cửa nạp đến cửa xả);

ω - hệ số cản chuyển động của băng với vật liệu, bảng 10.4;

H - chiều cao vận chuyển;

k_1 - hệ số xác định đặc tính chuyển động (quay) của vít $k_1 = 0,15$;

q_b - khối lượng bộ phận quay trên một đơn vị chiều dài $q_b = 80.D$ kg/m;

v - tốc độ chuyển động dọc trục của vật liệu $v = \frac{t.n}{60}$;

ω_q - hệ số cản chuyển động ở các ổ trục của băng, $\omega_q = 0,16$ - với ổ trượt, $\omega_q = 0,08$ - với ổ lăn;

k_p - hệ số cản kể đến thiết bị phụ.

Công suất động cơ điện xác định theo công thức:

$$N = \frac{N_0}{\eta}, \text{ kW} \quad (10.8)$$

Trong đó: η - hiệu suất bộ phận truyền động, $\eta = 0,8 - 0,85$.

5. Mô men xoắn trên trục

Mômen xoắn trên trục tính theo công thức:

$$M_X = 9550.\frac{N_o}{n} \text{ (N.m)}$$

Scanned with CamScanner

Trong đó:

N_0 - công suất truyền động;

n - tốc độ quay của trục vít (vòng/phút).

6. Lực dọc trục vít

Lực dọc trục vít được tính theo công thức sau:

$$P_t = \frac{M_x}{r_0.tg(\alpha+\rho)} \text{ (N)} \quad (10.9)$$

Trong đó:

M_x - mômen xoắn trên trục;

r_0 = (0,3 - 0,4). D - khoảng cách từ trung tâm trục vít đến trọng tâm tiết diện ngang của vật liệu trong máng, m;

D - đường kính cánh vít;

α - góc nâng ren vít $\alpha = \text{arctg}\frac{t}{2.\pi.r_0}$;

ρ - góc ma sát của hàng với vít được tính theo công thức:

$$\rho = \text{arctg}(f_d) = \text{arctg}(0,8.f_o)$$

f_d - hệ số ma sát động giữa vật liệu và máng;

f_0 - hệ số ma sát tĩnh giữa vật liệu và máng.

7. Tải trọng ngang tác dụng lên đoạn vít đặt giữa 2 gối đỡ trục

$$P_n = P_t.tg(\alpha+\rho).\frac{l}{L} = \frac{M_x.l}{r_0.L} \quad (10.10)$$

Trong đó:

l - chiều dài một đoạn trục;

L - chiều dài toàn bộ băng vít.

Trục vít được tính toán như một dầm nhiều gối chịu lực phức tạp do mômen xoắn; do kéo hoặc nén dọc trục P_t; và chịu uốn do tải trọng ngang P_n tác dụng và uốn do trọng lượng bản thân trục trên đoạn l.

Kiểm tra trục vít theo biến dạng, độ võng của nó không được lớn hơn 40% so với khe hở giữa vít và máng.

10.3.2. TÍNH TOÁN BĂNG VÍT THẲNG ĐỨNG (H10.3c).

Khác với băng vít nằm ngang, băng vít thẳng đứng dùng để vận chuyển vật liệu rời và vật liệu dạng cục nhỏ theo phương thẳng đứng. Cũng có thể dùng loại vít này để vận

Scanned with CamScanner

chuyển các vật liệu đơn chiếc. Chiều cao của các băng vít thẳng đứng thường không quá 12- 15m và năng suất (với đường kính cánh vít D = 300mm) là 80 - 100m^3/h.

Ở băng vít thẳng đứng, vật liệu được đưa vào trong vỏ trụ kín, nhờ ma sát với cánh vít mà thực hiện chuyển động quay. Dưới tác dụng của lực ly tâm vật liệu được áp sát vào bề mặt trong của máng. Hiện tượng ma sát của vật liệu với máng làm cho quá trình quay của vật liệu bị hãm bớt lại, vì thế tốc độ vòng của nó giảm xuống. Kết quả là vật liệu trượt theo bề mặt xoắn ốc và được nâng dần lên phía trên.

Tính toán băng vít thẳng đứng về cơ bản tương tự băng ngang, tuy nhiên do tính chất và nguyên lý làm việc, tính toán băng vít thẳng đứng có những điểm khác biệt.

1. Vận tốc tới hạn

Số vòng quay nhỏ nhất của trục vít có thể làm cho vật liệu bắt đầu nâng lên được gọi là vận tốc tới hạn. Vận tốc này được xác định theo công thức sau:

$$n_{th} = \frac{30}{\pi}\frac{g.tg(\alpha+\rho_1)}{f.R_m}\ , \text{vg/ph} \qquad (10.11)$$

Trong đó:

R_m - bán kính trong của ống máng, m;

α - góc nâng của bề mặt cánh vít tại bán kính R_m;

ρ_1 - góc ma sát tĩnh của vật liệu với cánh vít;

f - hệ số ma sát chuyển động của vật liệu với máng;

g - gia tốc trọng trường, m/s^2.

2. Năng suất của vít tải thẳng đứng

Khi vận chuyển các vật liệu rời, năng suất xác định theo công thức:

$$Q = 47{,}1.D_m^2.t.n.k_h.\varphi_Q.\gamma\ , \text{t/h} \qquad (10.12)$$

Trong đó:

D_m - đường kính trong của máng, m;

t - bước của cánh vít, m;

n - số vòng quay trong một phút, vg/ph;

k_h - hệ số hình học xét đến phần tiết diện do trục và cánh vít chiếm chỗ, thường chọn k_h = 0,90 - 0,95;

γ - khối lượng riêng của vật liệu, t/m^3;

φ_Q - hệ số năng suất xét đến điều kiện nạp liệu, mức độ chứa đầy của băng, tính chất của vật liệu và sự quay của vật liệu xung quanh trục vít.

Hệ số năng suất của các băng vít thẳng đứng có bộ phận nạp liệu kiểu vít tải đứng được xác định theo công thức:

Scanned with CamScanner

$$\varphi_Q = \xi_v \cdot \psi \qquad (10.13)$$

Trong đó:

ξ_v - hệ số vận tốc, với cánh vít có D = t lấy ξ_v = 0,55 - 0,65;

ψ - hệ số chứa đầy của băng vít, phụ thuộc vào sự cấp liệu của bộ phận nạp, thường lấy ψ = 0,50 - 0,75.

Hệ số năng suất của băng vít nạp liệu bằng phương pháp trọng lực có thể tính gần đúng theo công thức thực nghiệm:

$$\varphi_Q = \frac{K_\varphi - 0,001.n}{K_n} \qquad (10.14)$$

Đối với cánh vít có D = t = 120 - 160 mm, nếu vận chuyển vật liệu rời và khô thì người ta chọn K_φ = 1,2 - 1,4; K_n = 8 khi chiều cao cửa nạp liệu h = t và K_n = 5 khi h = 3t.

Công suất truyền động của vít tải thẳng đứng xác định theo công thức:

$$N = \frac{Q.g.H.\omega_q}{1000\eta}(\omega + 1)\ ,\ kW \qquad (10.15)$$

Trong đó:

Q - năng suất băng vít, t/h;

H - chiều cao nâng vật liệu, m;

ω_q - hệ số xét đến tổn thất do ma sát của trục vít trong các gối trục và ω_q = 1,15 - 1,20;

η - hiệu suất truyền động, thường lấy η = 0,85 - 0,95;

ω - hệ số cản chuyển động của vật liệu.

Scanned with CamScanner

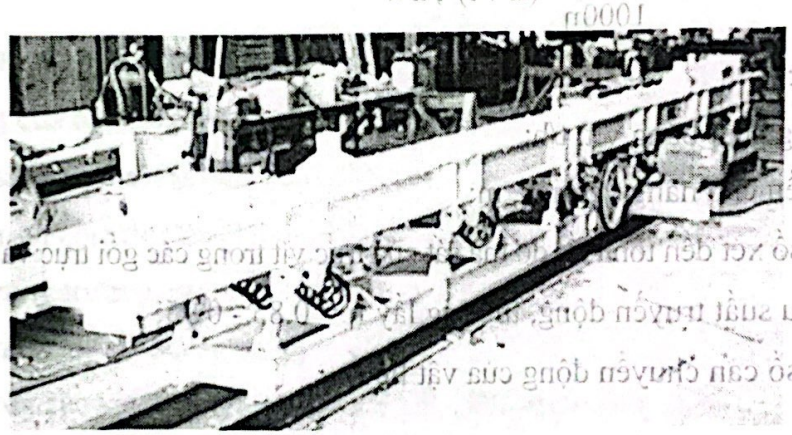
Chương 11

BĂNG RUNG

11.1. GIỚI THIỆU VÀ PHÂN LOẠI

11.1.1. CÔNG DỤNG

Băng rung, băng lắc là loại băng vận chuyển vật liệu nhờ lực quán tính chuyển động của chúng. Băng lắc, băng rung được sử dụng trong nhiều lĩnh vực công nghiệp như hoá chất, luyện kim, chế tao máy, chế tạo dụng cụ, khai thác mỏ, thực phẩm và các ngành công nghiệp khác. Băng này chủ yếu dùng để vận chuyển vật liệu rời và đơn chiếc, vật liệu nóng, bột mài, hoá chất ăn mòn, độc hại dễ nóng chảy, xỉ quặng.v.v, theo hướng ngang, hay nghiêng.



Hình 11.1. Băng rung

11.1.2. CẤU TẠOVÀ PHÂN LOẠI

Băng lắc và băng rung có các bộ phận chính sau: Máng dao động, các giá đỡ máng và bộ phận dẫn động. Các bộ phận phụ là bộ giảm chấn, thường bằng lò so hoặc cao su đàn hồi. Khi máng dao động, vật liệu vận chuyển trên máng sẽ chuyển dịch theo một hướng nhất định. Vận tốc trung bình của vật liệu trên máng phụ thuộc vào biên độ dao động và tần số dao động của máng cũng như độ dốc đặt máng.

Băng rung, băng lắc chủ yếu được phân loại theo số lần dao động của băng. Theo cách này, chúng được chia làm 2 nhóm lớn: Băng lắc và băng rung.

1. Băng lắc

Băng lắc có chuyển động của máng là chuyển động tịnh tiến quy hồi, có thể di chuyển thẳng hay cong, số lần dao động của băng lắc đạt 50 ÷ 100 l/ph với biên độ dao động từ 100 ÷ 300mm.

Scanned with CamScanner

Băng chuyền lắc được thiết kế theo 3 sơ đồ chủ yếu cho trên (H11.2). H11.2a là băng lắc với áp lực trên máng không đổi, còn trên H11.2b,c là băng lắc có áp lực trên máng thay đổi.

a. Băng lắc với áp lực trên máng không đổi (H11.2a): Loại này có lực ma sát cố định. Băng gồm có máng dẫn 1 dao động thẳng bằng bánh xe 2. Bộ phận thanh động làm máng dao động với vận tốc và gia tốc nhỏ về phía trước và vận tốc gia tốc lớn về phía sau. Do kết cấu, máng dao động thẳng theo trục bằng bánh xe mà không dao động lên phía trên và phía dưới.

Máng của băng di chuyển thẳng theo hướng trượt và lúc lắc nhờ vào cơ cấu biên - tay quay. Do đặc tính của cơ cấu biên - tay quay nên vật liệu tăng tốc độ dần dần (chứ không phải do lực ma sát giữa vật liệu và thành máng). Máng di chuyển tiến lên lui lại phía dưới vật liệu và cứ thế lặp đi lặp lại theo quán tính. Trường hợp này áp lực vật liệu lên thành máng không thay đổi nếu chiều dày lớp vật liệu không đổi. Loại máng này hao mòn nhanh. Chiều rộng máng từ 200 ÷ 1200mm. Chiều sâu máng từ 80 ÷ 200mm.

b. Băng lắc với áp lực trên máng thay đổi (H11.2b,c): Băng lắc loại này có thể di chuyển cong (H11.2b), hay di chuyển thẳng theo phương nghiêng (H11.2c), có số lần dao động của băng đạt 300 ÷ 500 l/ph với biên độ dao động 100 ÷ 400mm và áp lực của vật liệu trên máng là thay đổi, lực ma sát cũng thay đổi. Hàng chứa trong máng được dao động nhờ bộ phận truyền động qua thanh động.

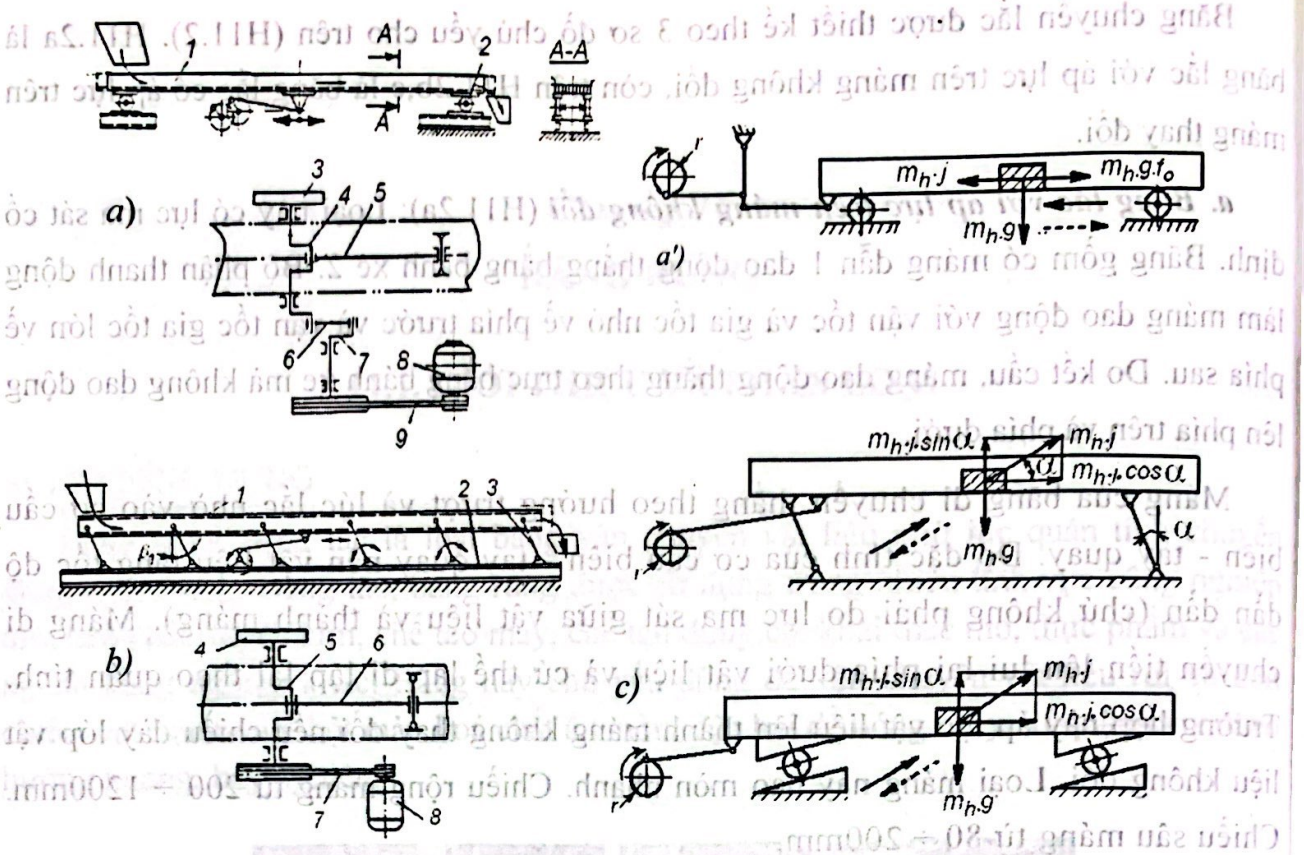
Máng dẫn 1 được đỡ bằng các thanh chống nghiêng 3 được móc vào khung đỡ 2 và máng bằng các khớp động (H11.2b). Máng của băng có thể bố trí nghiêng 1 góc $20^{o} \div 30^{o}$ so với đường nằm ngang (H11.7b).

Khi máng di chuyển cùng lúc về phía trước và lên trên với gia tốc pháp tuyến thì phát sinh lực quán tính làm tăng áp lực vật liệu vào đáy và thành máng (H11.2c).

Khi máng di chuyển ngược lại, vật liệu được tách khỏi máng do đó áp lực giảm. Loại băng này truyền động bằng cơ cấu biên - tay quay hay bánh lệch tâm bố trí trong động cơ điện. Chiều dài băng lắc trong phạm vi 50m. Năng suất đạt tới 400T/h.

Băng lắc có kết cấu đơn giản, vốn đầu tư ít, tính nhạy cảm thấp nên ít hư hỏng do cấp hàng không đều và có thể vận chuyển các loại hàng có nhiệt độ cao, nhưng khi làm việc xuất hiện nhiều lực động lớn do chấn động, năng suất thấp đặc biệt khi góc nghiêng lớn, kháng lực lớn nên công suất lớn.

Scanned with CamScanner



Hình 11.2. Các sơ đồ băng chuyền lắc

2. Băng rung

Băng chuyền rung làm việc ở trạng thái hất vật liệu. Chế độ làm việc như vậy có được khi tần số dao động của máng lớn, do đó băng chuyền rung thuộc loại máng cao tốc. Các đại lượng quyết định thông số chuyển động của băng chuyền rung là: Lực kích thích dao động, đặc tính của các bộ giảm chấn, khối lượng và tốc độ của các bộ phận chuyển động.

Đối với băng chuyền rung về nguyên lý có khả năng thực hiện được cân bằng hoàn toàn các lực tác dụng lên hệ khi băng làm việc. Một ưu điểm nữa của băng chuyền rung là ít mòn, tốn ít năng lượng để di chuyển vật liệu. Quá trình máng rung hất vật liệu khỏi máng và chuyển động là quá trình cả lớp vật liệu chuyển động trong không khí. Hiện nay băng chuyền rung chiếm một số lượng đáng kể trong các máy chuyền.

Băng rung có số lần dao động lớn và biên độ nhỏ 0,5 ÷ 15mm. Loại này do dao động điện từ với bánh lệch tâm, hoặc hộp rung. Năng suất có thể đạt tới 50 ÷ 150T/h. Chiều dài băng loại treo khoảng 8m còn loại đặt khoảng 30m. Loại cơ cấu rung lệch tâm về cơ bản thích hợp với băng đặt có chiều dài từ 50 ÷ 100m, năng suất ÷ 400T/h.

Máng của băng có thể kín, hở, hình tròn, vuông, chữ nhật, hình thang hoặc nửa hình tròn. Máng của băng rung thông thường là ống. Thân hộp rung được đặt trên các thanh

Scanned with CamScanner

chống nghiêng đàn hồi có khớp động hoặc treo trên lò xo đỡ. Đường kính ống băng rung thường áp dụng là D = 350,500,700mm. Máng của băng được truyền dao động theo các cách sau: sử dụng bánh lệch tâm hay bộ tay quay thanh truyền, dùng pittông thủy lực hay khí nén, sử dụng một hộp rung điện từ, dùng nam châm điện hút neo đặt trên máng dẫn. Máng bị rung động theo nhịp đều đặn. Hàng di chuyển theo kiểu nhảy vọt bay theo hướng di động. Băng rung hiện nay có xu hướng sử dụng hộp rung điện từ, do truyền động theo cách này tạo được dao động điều hoà, cho phép điều chỉnh biên độ một cách liên tục mà không cần dừng máy.

Người ta phân loại băng chuyền rung theo các cách sau:

1. Theo loại dẫn động: Băng rung có các loại dẫn động bằng trục lệch tâm, trục quán tính, nam châm điện từ, hay khí ép và thuỷ lực.

2. Theo đặc điểm về động lực học: Băng rung một khối lượng, băng rung hai khối lượng hoặc băng rung nhiều khối lượng.

3. Theo chế độ làm việc: Trước cộng hưởng, cộng hưởng và sau cộng hưởng.

4. *Theo loại giá đỡ máng:* Giá đỡ và giá treo.

5. Theo số trạm dẫn động: Băng rung 1 trạm dẫn động và nhiều trạm dẫn.

6. Theo hướng dịch chuyển của vật liệu: Băng rung chuyển thẳng và băng rung xoắn ốc.

7. Theo số máng: Băng rung một máng và băng rung hai máng.

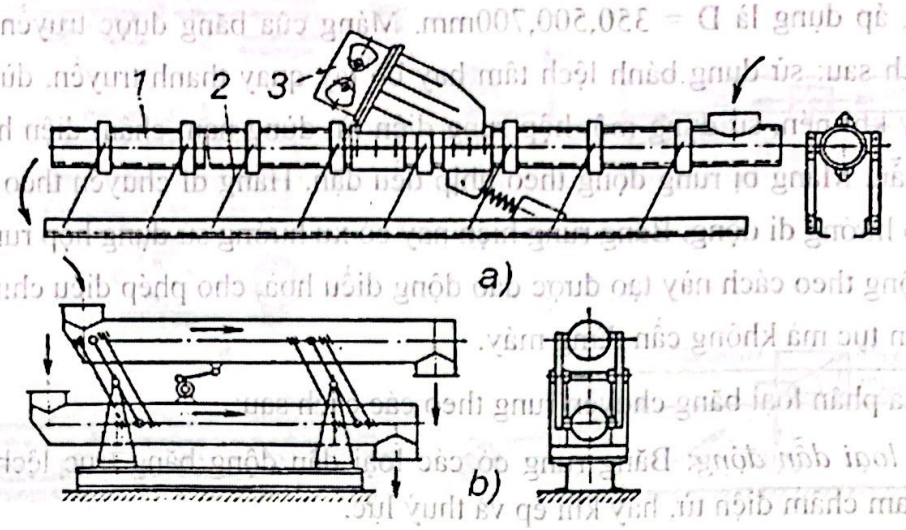
8. Theo cấu tạo của bộ phận công tác: Băng rung có máng hở, băng rung máng kín và băng rung ống.

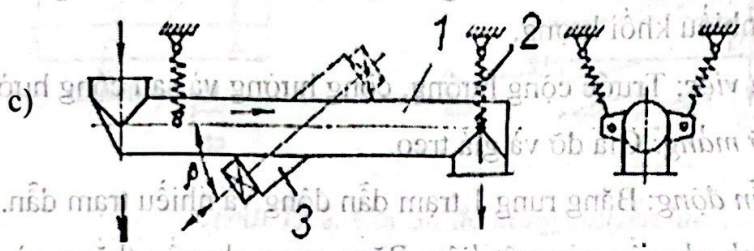
Các dạng cơ bản của băng chuyền rung:

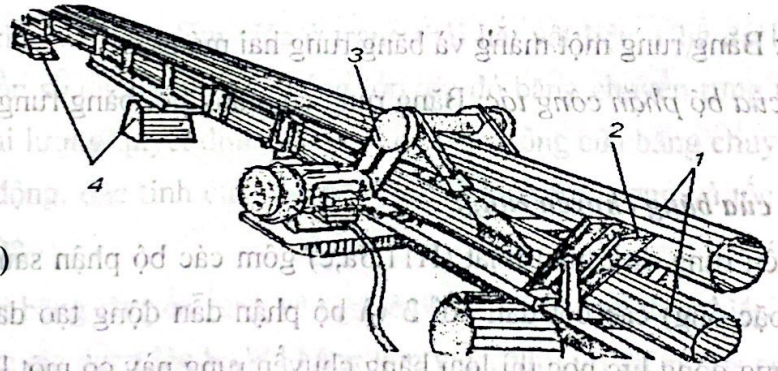
Dạng băng chuyền rung đơn giản nhất (H11.3a,e) gồm các bộ phận sau: Bộ phận công tác 1 (máng hoặc ống) các cột đàn hồi 2 và bộ phận dẫn động tạo dao động 3. Theo đặc tính cân bằng động lực học thì loại băng chuyền rung này có một khối lượng không cân bằng động lực học. Nhược điểm cơ bản của loại máy chuyền này là có tải trọng động không cân bằng tác dụng lên giá đỡ.

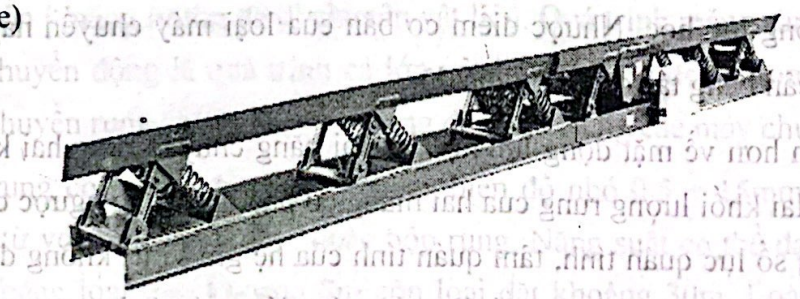
Loại hoàn thiện hơn về mặt động lực học là loại băng chuyền rung hai khối lượng (H11.3b, H11.4). Hai khối lượng rung của hai máng có pha dao động ngược chiều nhau nhưng cùng một trị số lực quán tính, tâm quán tính của hệ giữ vị trí không đổi và tổng lực quán tính bằng không. Do đó các gối đỡ máng đặt đúng vị trí tâm quán tính đó thì sẽ không có tải trọng động tác dụng. Băng chuyền rung hai khối lượng thường làm việc ở chế độ gần cộng hưởng. Khi đó tần số dao động riêng của băng và tần số dao động của nguồn rung gần bằng nhau. Băng làm việc ở chế độ này có năng suất cao.

Scanned with CamScanner





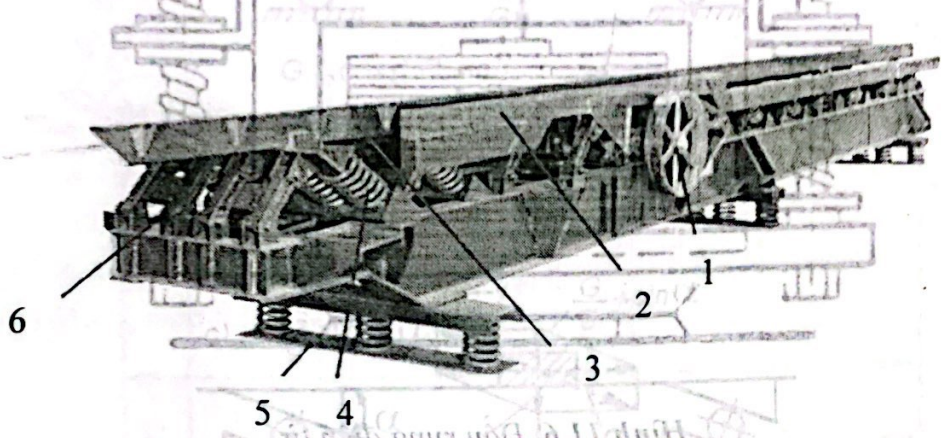




***Hình 11.3.** Các loại băng chuyền rung*

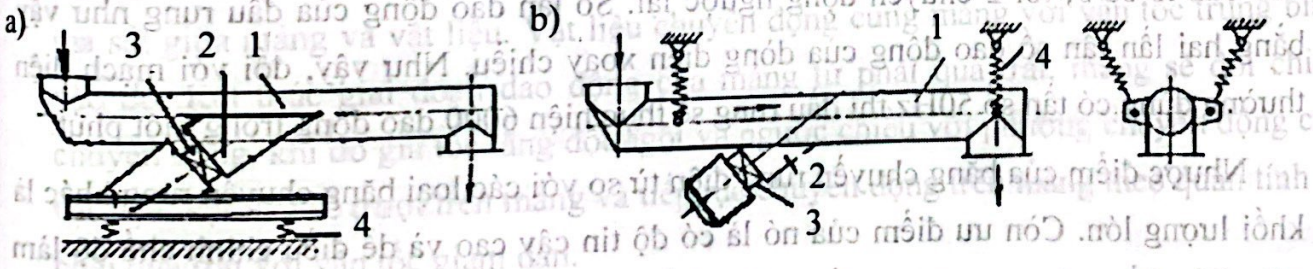
Scanned with CamScanner

Trong các băng chuyền rung, để tạo cho hệ dao động có một bậc tự do thừa, người ta lắp trục lệch tâm với thanh truyền dài đàn hồi, hoặc lắp trục lệch tâm trên nền đàn hồi. Các khâu đàn hồi đảm bảo cho hệ thực hiện được dao động và đảm bảo cho máy khởi động được dễ dàng, vì trục lệch tâm dần dần tác dụng sang máng.



Hình 11.4. *Kết cấu băng rung 2 khối lượng*
1- Cụm dẫn động; 2- Đối trọng động lực;
3- Máng; 4- Lò so; 5- Tấm cách; 6- Giá đỡ.

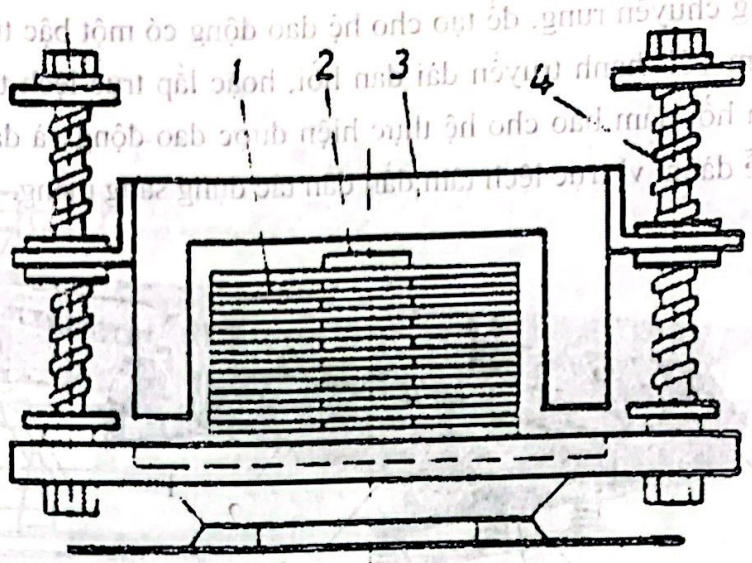
Trên H11.5 cho các sơ đồ của băng chuyền rung điện từ. Về nguyên lý chung các sơ đồ này không khác gì so với các băng chuyền rung loại khác.



Hình 11.5. *Sơ đồ băng rung điện từ*
1- Máng; 2- Đầu rung điện từ;
3- Lò so; 4- Lò so giảm chấn.

Băng chuyền rung điện từ gồm máng (ống), động cơ điện chuyển động qua lại, bộ lò so và các khung treo hoặc giá đỡ đàn hồi. Băng chuyền rung điện từ 2 khối lượng (h11.5a) gồm máng công tác 1, đầu rung điện từ 2 với lò so 3 và các lò so giảm chấn 4. Đây là hệ có 1 bậc tự do, chịu tác dụng tương hỗ giữa các lực bên trong hệ và tự cân bằng. Do đó băng chuyền rung điện từ có tâm quán tính không thay đổi vị trí và không có tải trọng động tác dụng lên nền móng.

Scanned with CamScanner



Hình 11.6. Đầu rung điện từ
1- Cuộn dây; 2- Lõi thép; 3- Tấm thép; 4- Lò so.

Bộ phận chính của băng chuyền rung điện từ là đầu rung điện từ. Đầu rung điện từ có khối lượng rung cân bằng với máng rung. Đầu rung điện từ (H11.6) gồm nam châm điện 1, lõi 2 và các lò so 3. Cuộn dây của nam châm điện mắc vào lưới điện xoay chiều. Trong một nửa chu kỳ của tần số dòng điện khi cường độ đạt được trị số cực đại, nam châm điện hút lõi 2 còn khi dòng điện giảm, lực hút của nam châm điện nhỏ hơn lực kéo của lò so 3, lõi 2 chuyển động ngược lại. Số lần dao động của đầu rung như vậy bằng hai lần tần số dao động của dòng điện xoay chiều. Như vậy, đối với mạch điện thường dùng có tần số 50Hz thì đầu rung sẽ thực hiện 6000 dao động trong một phút.

Nhược điểm của băng chuyền rung điện từ so với các loại băng chuyền rung khác là khối lượng lớn. Còn ưu điểm của nó là có độ tin cậy cao và dễ điều chỉnh chế độ làm việc. Ưu điểm này quan trọng đối với hệ thống vận chuyển tự động.

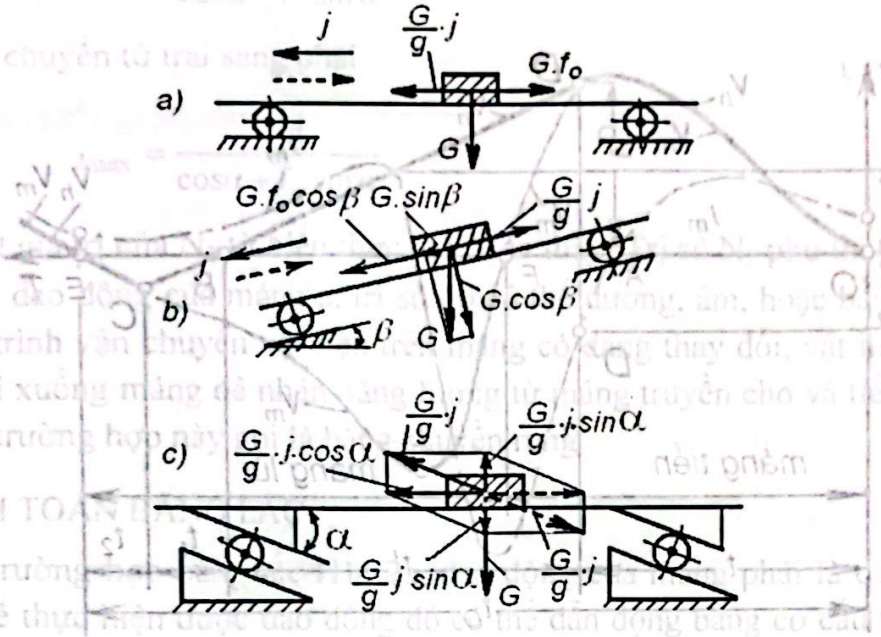
11.2.TÍNH TOÁN BĂNG LẮC, BĂNG RUNG

11.2.1. NGUYÊN LÝ VẬN CHUYỂN VẬT LIỆU

Vật liệu vận chuyển trên băng lắc, băng rung nhờ lực quán tính của nó. Để làm sáng tỏ nguyên lý làm việc của băng chuyền lắc, rung ta khảo sát một số trường hợp điển hình khi vận chuyển một đơn vị vật liệu trọng lượng G trên máng H11.7

Scanned with CamScanner

1. Máng dao động qua lại trong mặt phẳng nằm ngang (h11.7a)



Hình 11.7. *Sơ đồ lực tác dụng lên hạt vật liệu trên máng lắc*
a- Máng dao động qua lại; b- Máng dao động trên mặt nghiêng;
c- Máng nằm ngang, dao động theo phương nghiêng.

Để vận chuyển vật liệu theo hướng từ phải sang trái H11.7a, máng phải tăng tốc từ từ, sao cho vật liệu không trượt trên máng. Muốn vậy lực quán tính phải nhỏ hơn lực ma sát giữa máng và vật liệu. Vật liệu chuyển động cùng máng với vận tốc trung bình nào đó. Kết thúc giai đoạn dao động của máng từ phải qua trái, máng sẽ đổi chiều chuyển động, khi đó gia tốc tăng đột ngột và ngược chiều với phương chuyển động của vật liệu, vật liệu sẽ trượt trên máng và tiếp tục chuyển động trên máng theo quán tính từ phải qua trái với vận tốc giảm dần.

Như vậy, muốn cho vật liệu chuyển động được, gia tốc cực đại của máng phải được xác định từ phương trình:

$$\frac{G}{g}.j_{max} = f_0.G \quad \text{hay } j_{max} = g.f_0 \tag{11.1}$$

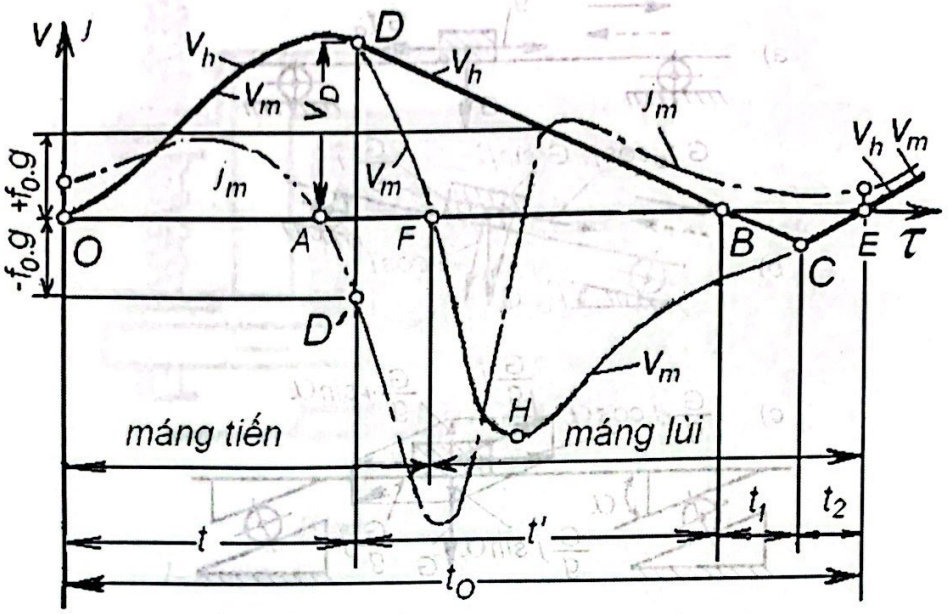
Trong đó:

f_0: hệ số ma sát tĩnh giữa vật liệu và máng.

Khi máng lắc ngược lại, gia tốc của máng đổi chiều $|a| > g.f_0$, vật liệu theo đà quán tính tiếp tục trượt trên máng với quy luật chuyển động chậm dần đều (H11.8).

Scanned with CamScanner

2. Máng nghiêng góc β và dao động theo phương nghiêng (H11.7b)



***Hình 11.8.** Quy luật chuyển động của máng lắc*

Trong trường hợp này áp suất của vật liệu tác dụng lên máng là G.cosβ còn dọc theo máng đi xuống tác dụng một lực là G.sinβ. Do đó vật liệu muốn bám với máng để tạo vận tốc ban đầu, gia tốc của máng không được vượt quá giá trị sau:

Khi vận chuyển đi xuống: $j_{1\,max}=g\,.\,(\sin\beta + f_0\cos\beta)$ (11.2)

Khi vận chuyển đi lên: $j_{2\,max}=g\,.\,(-\sin\beta + f_0\cos\beta)$ (11.3)

3. Máng đặt nằm ngang dao động theo phương nghiêng (H11.7c)

Khi máng dao động từ phải sang trái và từ dưới lên trên, áp lực của vật liệu tác dụng lên máng:

$$N_1 = G + \frac{G}{g}.j.\sin\alpha \qquad (11.4)$$

Và khi máng dao động ngược lại:

$$N_2 = G - \frac{G}{g}.j.\sin\alpha \qquad (11.5)$$

Do vậy máng lắc loại này được gọi là máng có áp lực thay đổi.

Gia tốc cực đại của máng để vật liệu không trượt trên máng theo chiều ngược lại chiều vận chuyển sẽ là:

Khi vận chuyển từ phải sang trái:

Scanned with CamScanner

$$j_{max} = \frac{f_0.g}{\cos\alpha - f_0.\sin\alpha} \quad (11.6)$$

Khi vận chuyển từ trái sang phải

$$j_{max} = \frac{f_0.g}{\cos\alpha + f_0.\sin\alpha} \quad (11.7)$$

Khảo sát giá trị của N_2 từ biểu thức (11.5) ta thấy: Trị số N_2 phụ thuộc góc nghiêng α và gia tốc dao động của máng a, trị số đó có thể dương, âm, hoặc bằng 0. Với trị số $N_2 < 0$ quá trình vận chuyển vật liệu trên máng có dạng thay đổi, vật liệu bật lên khỏi máng rồi rơi xuống máng để nhận năng lượng từ máng truyền cho và tiếp tục quá trình mới. Trong trường hợp này gọi là băng chuyền rung.

11.2.2. TÍNH TOÁN BĂNG LẮC

Trong trường hợp băng lắc H11.2a, dao động của máng phải là dao động không điều hoà. Để thực hiện được dao động đó có thể dẫn động bằng cơ cấu tay quay thanh truyền.

Như ta đã biết từ cơ cấu tay quay - cần lắc, khi thanh truyền có chiều dài lớn, gia tốc lắc của máng có thể xác định theo công thức sau:

$$j_{max} = \varpi^2.r = \left(\frac{\pi.n}{30}\right)^2.r \approx \frac{n^2.r}{90} \quad (11.8)$$

Trong đó:

ϖ - vận tốc của tay quay s^{-1};

r - bán kính tay quay;

n - tốc độ quay của tay quay vg/ph.

Chế độ làm việc của băng chuyền lắc được đặc trưng bằng hệ số chế độ A_j - tỷ số giữa thành phần gia tốc thẳng đứng cực đại và gia tốc trọng trường:

$$A_j = \frac{j_{max}.\sin\alpha}{g} \quad (11.9)$$

Khi $A_j < 1$- người ta gọi là băng chuyền lắc;

Khi $A_j > 1$- người ta gọi là băng chuyền rung, thường lấy $A_j = 1,2 - 3,5$.

Thông số cơ bản nhất của băng chuyền lắc là năng suất của băng. Để xác định được thông số đó cần xác định được khối lượng vật liệu di chuyển qua một lần lắc của máng.

Đầu tiên người ta vẽ đồ thị vận tốc lắc của máng v = f(v), sau đó dùng phương pháp vi phân đồ thị hàm số vận tốc sẽ được hàm số gia tốc của máng j = g(t). Cả hai đồ thị đó vẽ trên một bản vẽ (H11.8).

Scanned with CamScanner

Lúc gia tốc đạt trị số tới hạn $j' = g.(f_0 . co\beta - sin\beta)$ cuối giai đoạn lắc đi của máng, vật liệu sẽ bắt đầu trượt theo quán tính trên máng. Vị trí điểm tới hạn đó trên hình vẽ là điểm D' trên đồ thị gia tốc và điểm D trên đồ thị vận tốc.

Bắt đầu từ điểm D với vận tốc là v_D vật liệu bắt đầu chuyển động chậm dần đều trên máng với gia tốc âm:

$$j' = g(f. co\beta - sin\beta)$$

Hệ số ma sát trượt f lấy như sau:

Than đá: f = 0,4 - 0,5

Than ăngtraxit: f = 0,35 - 0,45

Quặng sắt: f = 0,7 - 1,0

Khoảng thời gian cần thiết để vật liệu giảm vận tốc từ v_D đến không:

$$t' = \frac{v_D}{j'} = \frac{v_D}{g(f.cos\beta - sin\beta)} \quad (s) \qquad (11.10)$$

Đặt trên trục thời gian đoạn l' ta có điểm B. Nối B và D bằng một đoạn thẳng và tiếp tục kéo dài đoạn thẳng đó cho tới mặt đường cong biểu thị vận tốc của máng tại điểm C. Bắt đầu từ điểm C vật liệu trở lại chuyển động cùng vận tốc với máng.

Quãng đường vật liệu di chuyển được trên máng qua một lần lắc biểu thị bằng vận tốc giới hạn giữa hai đường vận tốc của vật liệu và của máng, trên H11.8 là diện tích DBCHF. Diện tích đo được là quãng đường dịch chuyển của vật liệu trong một lần lắc là S, (m).

Năng suất của máng được xác định theo công thức sau:

$$Q = 60.S.n_{dd}.F.\gamma.\psi \quad (T/h) \qquad (11.11)$$

Trong đó:

n_{dd} - số dao động của máng trong một phút;

F - diện tích máng, m^2;

γ - trọng lượng riêng của vật liệu t/m^3;

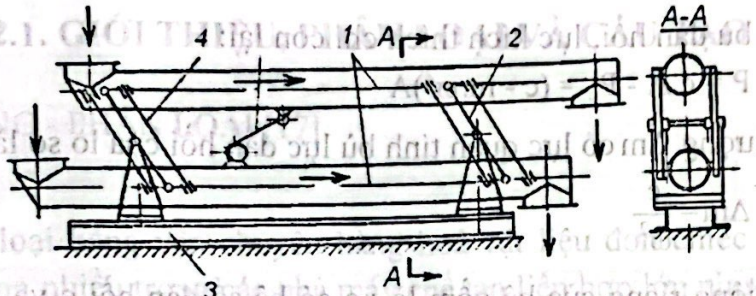
ψ - hệ số điền đầy máng.

Nhược điểm chính của băng chuyền lắc là khối lượng không cân bằng lớn, do đó tải trọng động cũng lớn, không vận chuyển được vật liệu ẩm dính, năng suất không cao. Do những nhược điểm trên nên loại thiết bị này không được sử dụng rộng rãi.

Scanned with CamScanner

11.2.3. TÍNH TOÁN BĂNG RUNG

Loại băng chuyền rung được dùng phổ biến là băng chuyền rung hai khối lượng (H10.9). Tính toán loại băng chuyền này là chọn sơ đồ kết cấu và xác định các thông số làm việc như: Khối lượng dao động, độ cứng của các lò so đàn hồi và lực kích thích gây ra dao động. Để đảm bảo cho băng làm việc được tốt cần phải chọn các thông số trên để có lực động cực tiểu tác động lên giá đỡ. Điều này đạt được khi hệ cân bằng và có các biện pháp chống rung.



Hình 11.9. Sơ đồ băng chuyền rung hai khối lượng

Để xác định được các thông số đó, cần thiết lập phương trình vi phân dao động của hệ và giải hệ phương trình đó. Việc tính toán này được giới thiệu kỹ trong các tài liệu động lực học máy.

Theo [12], muốn cho băng lắc qua lắc lại, lực kích thích phải thắng lực quán tính của hệ và các lực cản tác dụng lên hệ. Để khắc phục lực quán tính của hệ, lực kích thích phải có một thành phần:

$$P_u = m.A.\varpi^2, (N) \quad (11.12)$$

Trong đó:

m - khối lượng bộ phận công tác của băng;

A và ϖ - biên độ và tần số góc của bộ phận công tác.

Ngoài ra lực kích thích dao động phải có một thành phần nữa để khắc phục lực cản chuyển động tác dụng lên hệ. Các lực cản này tỷ lệ với biên độ dao động và có phương ngược chiều với phương của vận tốc dao động.

$$P_c = \tau.A (N) \quad (11.13)$$

Trong đó:

τ - hệ số tỷ lệ;

A - biên độ dao động.

Tỷ số giữa hai thành phần của lực kích thích:

Scanned with CamScanner

$$\frac{P_C}{P_u} = \frac{\tau}{m.\omega^2} \quad (11.14)$$

Như vậy rõ ràng là, với sự tăng tần số dao động ϖ thì ảnh hưởng lực đàn hồi của lò so sẽ giảm đi, do đó lực kích thích cơ bản dùng để khắc phục lực quán tính.

Bù với lực quán tính trong các băng chuyền rung vận tốc cao người ta dùng lực đàn hồi của lò xo.

$$P_y = c.A \ (N) \quad (11.15)$$

c- hệ số đàn hồi của lò xo N/mm.

Khi có lò xo bù đàn hồi, lực kích thích chỉ còn lại:

$$P = c.A - P_u = (c - m.\varpi^2)A \quad (11.16)$$

Gia số khối lượng Δm có lực quán tính bù lực đàn hồi của lò so là:

$$\Delta m = \frac{c}{\omega^2} \quad (11.17)$$

Tần số dao động riêng của hệ gồm lò xo có hệ số đàn hồi c và phần cân bằng của khối lượng dao động xác định theo biểu thức sau:

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{c}{\Delta m}} \quad (11.18)$$

Nếu tần số dao động riêng ω_0 bằng tần số của lực kích thích thì hệ sẽ làm việc ở chế độ cộng hưởng, lúc này lực quán tính của các bộ phận dao động cân bằng hoàn toàn với lực đàn hồi của lò xo. Do đó khi băng làm việc ở chế độ cộng hưởng, lực kích thích có giá trị cực tiểu.

Nhưng ở chế độ cộng hưởng biên độ dao động thay đổi nhanh khi tần số dao động biến đổi, do đó trong thực tế người ta thường chỉnh băng chuyền cho làm việc ở chế độ gần cộng hưởng.

Công suất dẫn động có thể xác định gần đúng theo công thức:

$$N = 7{,}8.10^{-6} .m_1. \varpi^3 . A_1^2 \ (kW) \quad (11.19)$$

Trong đó:

m_1 - khối lượng cân bằng của hệ hai khối lượng;

ϖ - tốc độ góc của lực kích thích, s^{-1};

A_1 - biên độ dao động của khối lượng cân bằng.

Năng suất của băng chuyền rung cũng được xác định như năng suất của băng chuyền khác:

$$Q = 3600.v.F.\psi.\gamma \ (t/h) \quad (11.20)$$

Hệ số đầy máng ψ = 0,5 - 0,6.

Scanned with CamScanner

Chương 12

BĂNG BƯỚC

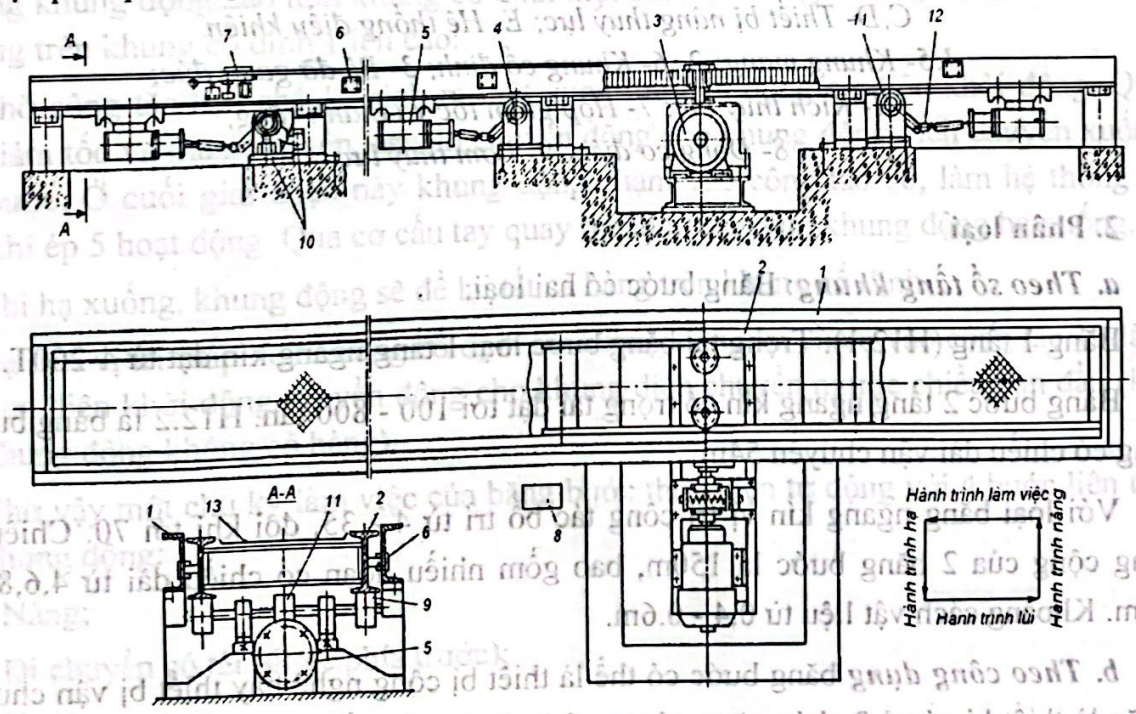
12.1. GIỚI THIỆU, PHÂN LOẠI VÀ CẤU TẠO

12.1.1. CÔNG DỤNG - PHÂN LOẠI [17]

1. Công dụng

Băng bước là loại băng vận chuyển hàng hoá vật liệu đơn chiếc theo từng bước. Chúng được sử dụng nhiều trong các nhà máy chế tạo liên hợp lớn như nhà máy chế tạo ô tô, máy kéo, vận chuyển khuôn, các hàng hoá đóng gói.

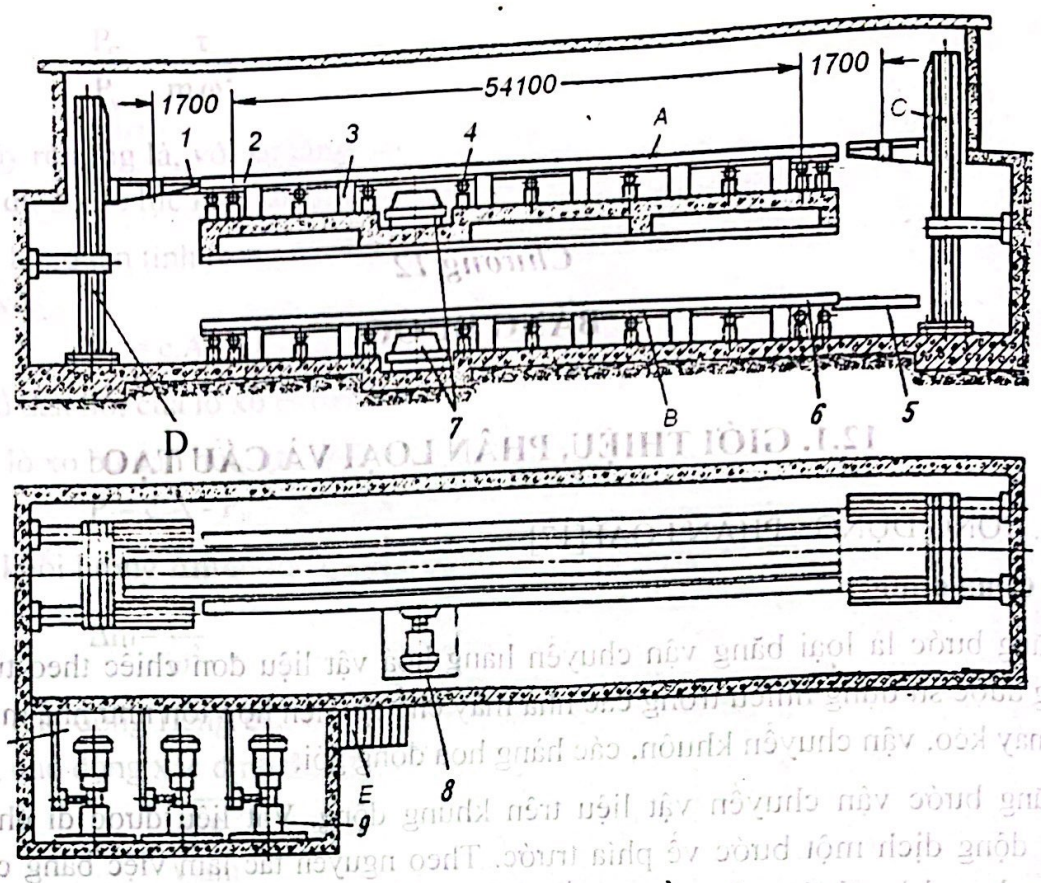
Băng bước vận chuyển vật liệu trên khung động. Vật liệu được di chuyển trên khung động dịch một bước về phía trước. Theo nguyên tắc làm việc băng có thể vận chuyển được hàng kiện, nhưng yêu cầu hình dạng, trọng lượng, kích thước và tính chất vật liệu phải phù hợp.



Hình 12.1. Băng bước1 tầng

1- Khung tĩnh; 2- Khung động; 3- Động cơ dẫn động; 4,11- Cơ cấu lệch tâm; 5- Xi lanh khí nén; 6- Con lăn dẫn hướng; 7- Thiết bị khoá liên động; 8- Bàn điều khiển; 9- Con lăn; 10- Công tắc hạn chế; 12- Tay quay - thanh truyền; 13- Bộ bảo vệ.

Scanned with CamScanner



Hình12.2. *Băng bước hai tầng*

A,B- Băng bước nằm ngang trên, dưới;

C,D- Thiết bị nâng thuỷ lực; E- Hệ thống điều khiển.

1,5- Khung mang; 2-,6- Khung cố định; 3- Bệ đỡ gang đúc;

4- Kích thuỷ lực; 7- Hộp giảm tốc và thanh răng;

8- Động cơ điện; 9- Bơm thuỷ lực.

2. Phân loại

a. Theo số tầng khung: Băng bước có hai loại:

Băng 1 tầng (H12.1): Trọng tải băng bước loại 1 tầng ngang kín đạt từ 4-200T.

Băng bước 2 tầng ngang kín có trọng tải đạt tới 100 - 800 tấn. H12.2 là băng bước 2 tầng có chiều dài vận chuyển 54m.

Với loại băng ngang kín vị trí công tác bố trí từ 4 - 35, đôi khi tới 70. Chiều dài tổng cộng của 2 băng bước là 150m, bao gồm nhiều đoạn có chiều dài từ 4,6,8 đến 10m. Khoảng cách vật liệu từ 0,4 - 0,6m.

b. Theo công dụng băng bước có thể là thiết bị công nghệ hay thiết bị vận chuyển, hoặc là thiết bị có cả 2 chức năng công nghệ và vận chuyển. Trong trường hợp là thiết bị công nghệ, băng bước là một bộ phận cấu thành của dây chuyền sản xuất chung.

c. Theo hệ thống điều khiển có 3 loại chủ yếu: Điều khiển tự động, bán tự động và điều khiển từ xa.

Scanned with CamScanner

12.1.2. CẤU TẠO VÀ NGUYÊN LÝ HOẠT ĐỘNG

1. Cấu tạo

Băng bước (H12.1) về cơ bản có cấu tạo gồm: khung cố định 1 với con lăn dẫn hướng 6. Khung di động 2 được bố trí trên ổ đỡ con lăn 9, bộ phận lệch tâm nâng khung động 11 với xi lanh hơi ép 5 và cơ cấu tay quay thanh truyền 12. Thiết bị truyền động điện để dịch chuyển khung di động, gồm động cơ điện, thiết bị hãm, hộp giảm tốc và hai thanh răng truyền động. Ngoài ra còn có các thiết bị phụ như bộ hạn chế truyền động 7, trạm điều khiển 8, công tắc hạn chế 10 và bộ bảo vệ 13 bố trí trên khung động của băng.

Khung cố định cơ bản bao gồm hai thanh dọc được đặt trên bệ đỡ. Khung di động gồm 2 thanh dọc và các thanh ngang hàn lại với nhau. Để dịch chuyển khung động, bộ phận truyền động có thể là điện, thuỷ lực hay khí ép.

Truyền động nâng khung có thể là cơ cấu lệch tâm hơi ép hoặc thuỷ lực.

2. Nguyên lý làm việc của băng bước

Hàng hoá được cần trục đặt lên khung cố định 1 ở vị trí làm việc thứ nhất . Lúc này khung động 2 ở khác vị trí (thấp hơn khung tĩnh từ 15 - 20mm).

Để di chuyển hàng hoá, cho xi lanh hơi ép 5 hoạt động thông qua hệ thống tay quay thanh truyền 12 làm bệ lệch tâm 4 và 11 quay đồng thời con lăn đỡ 9 ở dưới cũng quay sẽ nâng khung động cao hơn khung cố định một chút. Như vậy khung động sẽ nhấc tất cả hàng trên khung cố định 1 lên cao.

Nhờ công tắc hạn chế 10 sinh ra một xung lực làm động cơ điện khởi động. Qua hộp giảm tốc và thanh truyền, truyền chuyển động cho khung động dịch chuyển xuống một bước. Ở cuối giai đoạn này khung động chạm vào công tắc 10, làm hệ thống xi lanh khí ép 5 hoạt động. Qua cơ cấu tay quay thanh truyền làm khung động hạ xuống.

Khi hạ xuống, khung động sẽ để lại tất cả hàng trên khung cố định.

Hạ đến vị trí thấp hơn khung cố định thì khung động lại chạm vào công tắc 10 làm động cơ điện khởi động, truyền động cho khung dịch chuyển ngược chiều ban đầu (lúc này khung động không có hàng).

Như vậy một chu kỳ làm việc của băng bước thực hiện tự động với 4 bước liên tục của khung động:

- Nâng;
- Di chuyển có tải (đi về phía trước);
- Hạ;
- Di chuyển không tải (lùi về phía sau).

Chế độ làm việc của băng bước có thể do trạm 8 điều khiển. Bộ phận con lăn hạn chế 7 cho phép bộ phận công tác nào đó không hoạt động (nâng, hạ, di chuyển) nếu không khởi động bộ phận ấy trước.

Scanned with CamScanner

12.2. TÍNH TOÁN BĂNG BƯỚC

12.2.1. CÁC TÀI LIỆU BAN ĐẦU

Khi thiết kế, tính toán băng bước cần phải có các dữ liệu sau:

1. Trọng lượng, hình dạng, kích thước và các tính chất đặc trưng của hàng cần vận chuyển.

2. Sức nâng chung và công dụng của băng bước, tức là năng suất hay số lượng hàng hóa được băng vận chuyển trong một đơn vị thời gian.

3. Điều kiện và chế độ làm việc: chỗ đặt, nhiệt độ môi trường xung quanh, đặc tính của phân xưởng hay vị trí mà ở đó có băng bước làm việc (độ ẩm, độ bụi, v.v); số giờ làm việc trong 1 ngày đêm, chuyển động của băng liên tục hay có chu kỳ v.v

4. Các yêu cầu đặc biệt cần phải duy trì trong hoạt động của băng, chẳng hạn việc thực hiện các thao tác công nghệ (tính chất, chế độ, nhịp độ, tiến độ.v.v... của chúng).

5. Sơ đồ băng bước và cao trình khung tĩnh của nó từ mức ngang chỗ đặt hay bãi đặt. Trong sơ đồ cần phải chỉ ra độ dài tổng thể của nó, kiểu băng, vị trí và phương pháp xếp, dỡ tải.

6. Cách kết nối băng bước với các phần xây dựng của phân xưởng.

7. Giản đồ chu trình chuyển động của băng.

8. Nguồn năng lượng và áp suất làm việc .

9. Tên gọi băng chuyền trong sơ đồ công nghệ của phân xưởng.

10. Sự khoá chặn các cơ cấu chính của băng chuyền, tín hiệu ánh sáng và âm thanh.

11. Nhịp hoạt động của băng chuyền - bán tự động hay tự động.

12. Bệ sự cố trong trường hợp - nếu một thao tác nào đó trong sơ đồ công nghệ không được thực hiện theo nhịp đã xác lập.

12.2.2. XÁC ĐỊNH CÁC THÔNG SỐ CỦA BĂNG

Băng bước tuỳ theo công dụng có thể là thiết bị công nghệ hay thiết bị vận chuyển. Trong trường hợp là thiết bị công nghệ, băng bước là một bộ phận cấu thành của dây chuyền sản xuất chung.

Cũng có thể cả hai chức năng công nghệ và vận chuyển có trong cùng một băng bước.

1- Vận tốc chuyển động

Đối với băng chuyền công nghệ vận tốc chuyển động v được xác định theo thời gian toàn bộ chu trình chuyển động của khung động t_{ck}, (bằng chu kỳ của một thao tác sản xuất):

Scanned with CamScanner

$$v = \frac{k_p T_H}{t_{ck}} \text{ (m/phút)} \quad (12.1)$$

Trong đó:

T_H - bước của hàng hoá trên băng (m);

t_{ck} - thời gian chi phí cho toàn bộ chu trình chuyển động của khung động (phút);

k_p - hệ số dự trữ kp = 1 - 1,1.

Đối với băng bước phục vụ cho các cơ sở làm nguội, sấy khô hay sơn, vận tốc của băng bước bằng chế độ cho trước về thời gian làm nguội, sấy khô hay sơn, bằng thời gian toàn bộ chu trình chuyển động của khung động:

$$v = \frac{L_0}{t_{ck}} \text{ (m/min)} \quad (12.2)$$

Trong đó:

L_0 - độ dài phần làm nguội, sấy khô hay sơn (m);

t_{ck} - thời gian chuyển động của khung động (phút) cần thiết để thực hiện quá trình công nghệ (sơn, sấy khô, làm nguội) hay để chuyển chi tiết từ vị trí làm việc này sang vị trí khác.

Thời gian chi phí cho toàn bộ chu trình chuyển động của khung động được xác định bằng tổng các thời gian nâng hàng, hành trình làm việc, hạ hàng và hành trình không tải:

$$t_{ck} = t_N + t_P + t_0 + t_x \text{ (phút)} \quad (12.3)$$

Từ việc phân tích hoạt động của nhiều băng bước có thể thiết lập được sự phụ thuộc thời gian của các hành trình.

Nếu thừa nhận độ dài của một chu trình là 100% thì tỷ lệ thời gian có thể xác định:

- Thời gian nâng khung: t_N = 15 - 20%
- Thời gian di chuyển có tải: t_P = 30 - 35%
- Thời gian hạ khung động: t_0 = 15 - 20%
- Thời gian quay về không tải: t_k = 30 - 35%

Thông thường thời gian hành trình làm việc từ 5 đến 160s, thời gian hạ hàng bằng thời gian nâng hàng và tương ứng bằng từ 0,2 đến 80s. Đồng thời thời gian nâng hàng của dẫn động thuỷ lực thường nằm trong giới hạn 0,2 ÷ 10s. Đôi khi $t_k < t_p$ khi đó cần phải có vận tốc lớn trong hành trình không tải.

Nếu đã biết một thời gian nào đó có thể xác định độ dài toàn bộ chu trình, và nếu biết độ dài toàn chu trình có thể xác định vận tốc của băng chuyền.

Scanned with CamScanner

Trong băng bước độ kéo dài một chu trình là từ 12 giây đến 8 phút, còn vận tốc từ 1,0 đến 12m/phút. Giá trị vận tốc cực đại cho phép thường không quá 15m/phút.

2. Bước hàng

Bước hàng hoá được xác định phụ thuộc vào kích thước hàng, vào sức nâng cho trước, vận tốc chuyển động của băng chuyền, nhịp hay chu trình hoạt động.

Trong băng bước thực tế, giá trị bước dao động từ 300mm đến 6m. Bước giữa hàng hoá cần phải như nhau trong toàn bộ chiều dài của băng.

Đối với băng bước sử dụng trong phân xưởng đúc khoảng cách giữa hai khuôn (khoảng trống) đôi khi nhận giá trị bằng 200 - 300 mm.

Đối với băng bước sử dụng trong phân xưởng lắp ráp, khoảng cách giữa hàng hoá (khoảng trống) nhận giá trị 300 - 500mm. Thông thường khoảng cách giữa các mã hàng nằm trong giới hạn từ 100 đến 500 mm, khi đó bước sẽ được xác định như sau:

$$T_H = L_H + 100 \div 500 \text{ mm} \quad (12.4)$$

Trong đó:

T_H - bước hàng hoá (mm);

L_H - độ dài của hàng dọc theo băng chuyền mm;

Đối với hàng có độ dài $L_H = (1000 \div 1500)$mm bước giữa chúng có giá trị:

$$T_H = L_H + 200 \div 300 \text{ mm} \quad (12.5)$$

Xuất phát từ các thông tin công nghệ cụ thể, bước giữa hàng hoá có thể lớn hơn giá trị đã đưa ra, bước còn có thể điều chỉnh về độ dài bằng cách hoán vị các cam trong các mắt khoá chặn bằng điện của cơ cấu dịch chuyển khung động.

Đối với cơ cấu dịch chuyển bằng dẫn động ống lồng trong băng bước, bước giữa hàng hóa được chia thành một số giai đoạn. Điều đó có nghĩa là hàng từ vị trí làm việc này sang vị trí khác không chuyển ngay lập tức qua toàn bộ bước mà qua hai hay ba giai đoạn. Việc chia bước thành mấy giai đoạn được đưa ra khi bước rất lớn (3 - 6 m).

Thông thường độ dài hành trình làm việc của xi lanh hay thanh răng của cơ cấu dịch chuyển lấy bằng bước hàng hoá. Bước giữa hàng hoá cần phải xác định bằng cách chia toàn bộ chiều dài băng bước thành số nguyên lần các phần bằng nhau.

3. Sức nâng

Sức nâng của băng bước thường được xác định theo công thức:

$$Q_m = Z_m . G \text{ (N)} \quad (12.6)$$

Trong đó:

G - trọng lượng hàng hoá (N);

Z_m - số lượng hàng trên khung động.

Scanned with CamScanner

Sức nâng của băng bước tuần hoàn nằm ngang dao động từ 4 đến 200 tấn, còn đối với băng chuyền hai tầng tuần hoàn thẳng đứng từ 100 đến 800 tấn.

4. Thời gian hành trình làm việc của khung động

Độ dài hành trình làm việc của khung động bằng tổng thời gian tăng tốc, hãm và chuyển động đều.

Trường hợp riêng thời gian toàn bộ hành trình của khung động có dẫn động khí động có dạng sau:

$$t_d = \frac{0,1Q_H.G_0}{p \cdot F_x^2} + \frac{0,06F_x.l}{Q_H} \text{ (giây)} \qquad (12.7)$$

Trong đó:

G_o - trọng lượng tổng cộng tất cả hàng trên khung động (N);

F_x - diện tích piston (cm^2);

p - áp suất trong hệ (N/cm^2);

Q_H - năng suất của bơm (lít /phút);

l - độ dài hành trình piston (cm).

Đồng thời vận tốc làm việc trung bình trên toàn bộ độ dài hành trình của piston, bằng bước giữa hàng hoá $l = T_H$ sẽ là:

$$v = \frac{T_H}{t_d} \text{ (m/s)} \qquad (12.8)$$

5. Chiều rộng và chiều dài của băng

Khi vận chuyển hàng đơn chiếc, độ rộng của khung tĩnh được xác định theo kết cấu tuỳ theo kích thước của hàng hoá theo công thức sau:

$$B_T = b_h - (200 \div 500) \text{ (mm)} \qquad (12.9)$$

Trong đó

B_T - độ rộng khung tĩnh, (mm);

b_h - độ rộng của hàng, (mm).

Đôi khi trong băng bước áp dụng $B_T = b_h$.

Thông thường độ rộng của băng chuyền theo khung tĩnh nằm trong khoảng 0,4 ÷ 3,5m.

Trong băng bước, hàng hoá cần phải sắp xếp ngay ngắn theo trục của băng. Không cho phép xê dịch hàng đối với trục dọc. Để tránh sự xê dịch hàng trên khung tĩnh cần phải lắp đặt một thiết bị định tâm đặc biệt. Hàng rất nặng có bề mặt đỡ phẳng, đều được đặt trực tiếp trên khung bất động; nếu hàng không có bề mặt như vậy thì đặt nó trên đế gỗ hay đế kim loại. Việc sắp xếp hàng trong trường hợp này

Scanned with CamScanner

không đòi hỏi thiết bị định tâm. Đối với các ống và hàng khác có dạng hình trụ thì bắt buộc phải có thiết bị định tâm.

Khoảng cách giữa tâm của hàng ở vị trí đầu tiên và vị trí cuối cùng được lấy làm độ dài của băng bước. Trong phân xưởng đúc độ dài của băng bước được chọn tuỳ theo độ dài của các vùng tạo khuôn, rót, làm nguội, dỡ khuôn và lấy bằng độ dài tương ứng của các vùng này trong phân xưởng: vùng tạo khuôn và lắp ráp 32 - 48m; vùng rót khuôn 10 - 16m; vùng làm nguội 40 - 50m; vùng dỡ khuôn 5 - 12m.

Để có thể chọn băng chuyền độ dài theo yêu cầu người ta dự kiến một đoạn đặc biệt độ dài khoảng 8m.

Đoạn truyền đầu mút có thể có độ dài 4,6,8m.

Đoạn truyền đầu mút được xét đến đối với trường hợp nhận và chuyển hàng hoá từ băng chuyền này sang băng chuyền khác dưới góc 90 độ.

Để thiết lập 2 băng bước có sự chuyển hàng hoá từ băng này sang băng kia, trong mỗi băng cần phải sử dụng đoạn truyền đầu mút khi lựa chọn độ dài của chúng tương ứng với độ dài của băng chuyền.

Đối với các băng chuyền này người ta áp dụng đoạn dẫn động với dẫn động biến đổi công suất 10-14 kW. Độ dài các đoạn của băng bước cần phải chọn bằng bội của bước hàng hóa. Trong băng bước các đoạn cần phải chọn từ dãy sau: 2,4,6,8,10m. Trong trường hợp riêng độ dài của băng bước theo khung tĩnh được xác định theo công thức:

$$L_T = (Z_m - 1)\, T_H \text{ (m)} \qquad (12.10)$$

Trong đó:

Z_m - toàn bộ số hàng trên khung bất động của băng chuyền;

T_H - bước hàng hoá (m).

Công thức này đúng cho băng bước mà trong đó khung động được chọn dài hơn khung tĩnh một giá trị bước, để thuận tiện cho việc nhận hàng từ chỗ cấp hàng hay để chuyển hàng đến chỗ dỡ hàng. Trong trường hợp này độ dài khung động sẽ là:

$$L_d = Z_m . T_H \text{ (m)} \qquad (12.11)$$

Trong trường hợp chung, độ dài băng bước theo khung tĩnh cần lấy bằng $L_T = L_d = Z_m . T$ (m), xuất phát từ tính toán và thông tin công nghệ. Trong các băng bước lớn độ dài của khung động đạt đến 150m.

Kết thúc việc xác định các thông số của băng bước, cần thiết lập các đặc tính kỹ thuật của băng, trong đó đưa ra tất cả các số liệu, thông số tính toán.

6. Vị trí đặt động cơ

Việc chọn chỗ đặt dẫn động của cơ cấu dịch chuyển khung động không có ý nghĩa quyết định đến hoạt động của băng bước. Khung động có tải sẽ chuyển động như nhau

Scanned with CamScanner

không phụ thuộc vào dẫn động được đặt ở đầu hay cuối băng chuyền tức là không phụ thuộc vào việc đẩy hay kéo khung.

Từ cấu trúc, dẫn động thường được đặt vào giữa băng chuyền. Ngoài ra đối với dẫn động thuỷ lực cần phải tuân theo điều kiện bổ sung. Trong băng bước sức nâng lớn (100 - 200 Tấn) cần phải đặt xi lanh sao cho khi di chuyển khung có hàng, cần xi lanh chịu lực kéo còn khi không hàng - chịu lực nén.

Đối với băng bước có sức nâng chung dưới 10 tấn và độ dài dưới 12m cần xi lanh có thể bị nén trong hành trình làm việc của khung động có hàng. Tuy nhiên khi đó cần phải kiểm định cần xi lanh về độ bền dọc do tác dụng kết hợp của uốn và nén.

7. Tính toán công suất động cơ điện

Công suất cần thiết của động cơ điện để dịch chuyển khung trong chuyển động ổn định được xác định theo công thức chung:

$$N = \frac{P.v_{max}}{60.10.^3 \eta} \text{ (kW)} \qquad (12.12)$$

Trong đó

η - hiệu suất chung của cơ cấu truyền bằng $\eta = \eta_h.\eta_{br}$;

η_h - hiệu suất của hộp giảm tốc;

η_{br} - hiệu suất bộ truyền răng;

P - Lực kéo (N) cần thiết để dịch chuyển khung động có hàng;

v_{max} - vận tốc lớn nhất có thể của sự dịch chuyển khung động (m/phút).

Nếu đã biết công suất cần thiết trong chuyển động ổn định và công suất khởi động trong momen khởi động của động cơ, ta xác định hệ số quá tải của động cơ $k_{qt} = N_{kd}/N$, nó được so sánh với hệ số quá tải cho phép. Thông thường $k_{qt} = 1,3 \div 1,5$.

Do vận tốc tương đối nhỏ nên công suất cần thiết của động cơ điện đối với băng bước ít khi vượt quá 25 kW.

Khả năng dẫn động điện cho băng bước dùng để vận chyển hàng đơn chiếc liên quan đến sự cần thiết phải hạn chế gia tốc xuất hiện khi bắt đầu chuyển động và khi ngừng cấp điện.

Các khung động được dẫn động bằng thuỷ lực không chịu va đập hay giật mạnh khi khởi hành và tăng tốc do độ đàn hồi của chất lỏng chứa trong các ống và xi lanh cũng như sự mở ra từ từ của khe cùng với sự dịch chuyển của thanh trượt.

Vì vậy dẫn động thuỷ lực cho khung động của băng bước không cần phải có các thiết bị bổ sung hạn chế giá trị gia tốc khi lấy đà.

Khi hãm băng bước nhờ dẫn động điện cần phải bảo đảm chuyển động của hàng không rời khỏi dầm dọc của khung động. Khi hãm có hai lực tác dụng lên hàng:

Scanned with CamScanner

R_u - lực quán tính và F_T - lực ma sát giữa hàng và thanh dẫn hướng của khung tĩnh.

$$R_u = \frac{G}{g}.j \ (N)$$

$$F_T = f_T.G \ (N) \qquad (12.13)$$

Trong đó:

j - gia tốc âm của hàng (m/s^2);

f_T - hệ số ma sát trượt giữa hàng và thanh định hướng , $f_T = 0,1 - 0,3$;

G - trọng lượng hàng (N).

Để hãm được hàng cần phải thoả mãn điều kiện

$$R_u \leq F_T \qquad (12.14)$$

Hay $\frac{G}{g}.j \leq f_T G$ hay là $\frac{j}{g} \leq f_T$

Khi $j = - f_T.g$ đạt được sự cân bằng giữa lực ma sát và lực quán tính. Để hàng không rời khỏi dầm dọc của khung động, thiết bị hãm cần phải hạn chế giá trị gia tốc âm theo bất đẳng thức $j \leq f_T\ g$. Nếu $f_T = 0,1\text{-}\ 0,3$, $g = 9,8\ m/s^2$ thì $j \leq 1\text{-}\ 3m/s^2$. Ngoài ra, thực tế cho thấy vận tốc của khung động khi đến gặp thanh chặn cần phải bé hơn 2 - 3 m/phút, để sự tách rời thanh định hướng khi dừng lại tại điểm chặn không vượt quá 0,5 mm.

8 . Xác định công suất dẫn động khí nén và thuỷ lực

Khi bắt đầu thiết kế băng bước đường kính xi lanh và trọng lượng của khung động thường chưa biết, còn hệ số ma sát trượt trên các đệm có thể dao động trong dải rộng. Vì vậy trước tiên cần phải tiến hành tính toán sơ bộ đường kính xi lanh theo điều kiện:

$$P_P = \chi.\Sigma W \ (N) \qquad (12.15)$$

Trong đó:

ΣW - tổng lực cản (N);

χ - hệ số tính đến sự tổn hao trong các đệm và $\chi = 1,1 - 1,3$.

Để xác định ứng lực tính toán trong cơ cấu nâng hàng ta có sự phụ thuộc sau:

$$P_P = Z_m.G.\ \chi \ (N) \qquad (12.16)$$

Trong đó:

Z_m - số lượng hàng trên khung động;

G - trọng lượng hàng (N).

Scanned with CamScanner

Đối với cơ cấu di chuyển hàng giá trị của ứng lực tính toán được xác định theo công thức:

$$P_P = \chi.W \text{ (N)} \quad (12.17)$$

Trong đó: W - lực cản (N) di chuyển khung động có hàng.

Ta lấy $W = 1,2\ Z_m.G$ (N) .

9. Đường kính

Đường kính gần đúng của xi lanh đối với cơ cấu nâng và di chuyển được xác định theo công thức sau:

a. Đối với cơ cấu nâng

$$D_n = \sqrt{\frac{Z_m.G.\chi.4.10^4}{\pi.p.k}} \text{ (cm)} \quad (12.18)$$

Trong đó:

k - số lượng bộ nâng trong băng bước;

p - áp suất môi trường, (N/m^2).

b. Đối với cơ cấu di chuyển

$$D_{dc} = \sqrt{\frac{Z_m.G.\chi.4,8.10^4}{\pi.p}} \text{ (cm)} \quad (12.19)$$

Giá trị tính được sẽ quy tròn đến kích thước tiêu chuẩn gần nhất khi lấy thêm dự phòng về sức bền 10 - 15% so với tính toán. Các giá trị cần thiết của các đại lượng của đường kính cho trong bảng 1 và 2 .

Bảng 2.1. Hành trình của piston

Đường kính xi lanh D (mm)	Đường kính cần xilanh d (mm)	Dạng liên kết							
		Thanh giằng		Mặt bích		Lắp mộng		Bản lề	
		Kiểu xi lanh về độ kín của piston							
		I	II	I	II	I	II	I	II
		Hành trình của piston (mm)							
100	25	500	200	200	250	500	200	300	200
125	30	700	200	300	250	700	200	500	200
150	30	700	200	300	250	700	200	500	200
200	40	1000	200	500	250	1000	200	600	200
300	55	1400	-	500	-	1400	-	600	-

Scanned with CamScanner

Bảng 12.2. Các thông số của xy lanh thuỷ lực

Đường kính xi lanh *D* (mm)	Dải hành trình của xi lanh l (mm)	Ứng lực (N) trong hốc không có cần của xi lanh khi áp suất $P_H = 64.10^3$ N/m^2	Khối lượng của xi lanh thuỷ lực	
			Có tai lắp	Lắp chốt
40	80 - 400	800	5,4 - 8,0	2,8 - 5,2
50	100 - 500	1250	7,7 - 1,4	5,4 - 10,9
60	125 - 600	1800	9,6 - 16,3	9,1 - 15,8
70	160 - 700	2450	12,2 - 22,9	11 - 21,6
80	160- 800	3200	16,3 - 32,9	15,5 - 31,7
90	200 - 900	4050	20,5 - 37,4	17,8 - 34
100	200 - 1000	5000	24,2 - 51	23,3 - 50
110	250 - 1100	6050	34,5 - 68,3	32 - 65
125	250 - 1250	7800	36,8 - 65,2	34,1 - 62,2
140	320 - 1400	9800	61,1 - 07,4	58,7 - 124
160	320 - 1600	12800	66,8 - 48,1	68 - 150
180	400 - 1800	16200	79,7 - 76,6	85 - 191
200	400 - 2000	20000	101,7 - 221,9	108 - 228
220	500 - 2200	24200	146 - 334,5	141 - 329

Khi chọn áp suất làm việc cần phải lưu ý rằng việc tăng áp suất dẫn đến làm giảm kích thước xi lanh, thiết bị phân phối, đường kính ống nhưng đòi hỏi phải sử dụng loại bơm phức tạp và đắt tiền hơn, gây khó khăn cho việc bịt kín đường ống dẫn và làm giảm độ bền của các chi tiết và các mắt chịu tải.

Việc giảm áp suất chất lỏng hay khí dù dẫn đến làm tăng kích thước xi lanh nhưng sử dụng những bơm đơn giản, rẻ tiền hơn, đơn giản hoá việc làm kín đường ống dẫn và làm tăng thời hạn sử dụng các chi tiết dẫn động.

Áp suất trong mạch dẫn động bằng dầu của băng bước cần phải chọn sao cho bơm có dự trữ áp suất 20%, tức là với áp suất trong mạng p cho trước thì bơm cần được chọn với áp suất (1,15 - 1,2)p. Điều đó sẽ kéo dài thời hạn sử dụng bơm, bảo đảm độ tin cậy cao hơn trong hoạt động của nó và cho phép tăng chế độ hoạt động của băng chuyền khi cần thiết.

Đối với dây chuyền điều khiển với mục đích giảm sự rò và giảm giá thành của hệ thống cần phải chọn áp suất thấp hơn (dưới 10^6 N/m^2). Thông thường đối với dẫn động và bơm thuỷ- khí, áp suất trung bình được sử dụng 65.10^5 N/m^2.

Áp suất cần thiết để di chuyển piston không tính đến lực ma sát phụ thuộc chủ yếu vào ứng lực *R* và được xác định theo biểu thức:

Scanned with CamScanner

$$p = \frac{R.10^4}{\frac{\pi}{4}\left(D^2 - d^2\right)} \ (N/m^2) \qquad (12.20)$$

Trong đó:

R - ứng lực (N);

D - đường kính xi lanh (cm);

d - đường kính cần (cm).

Khi đã cho kích thước kết cấu của xi lanh tức đường kính của nó có thể dễ dàng xác định giá trị áp suất theo công thức:

$$p = \frac{R.\chi.10^4}{\frac{\pi}{4}D^2} \ (N/m^2) \qquad (12.21)$$

Trong đó:

χ - hệ số tính đến sự tổn hao áp suất trong các đệm bịt, $\chi = 1,1 - 1,3$.

Vận tốc dịch chuyển piston có cần hai chiều phụ thuộc vào lượng chất lỏng (không khí) đưa vào xi lanh trong một đơn vị thời gian, và xác định bằng biểu thức:

$$v = \frac{10.Q_{cl}}{\frac{\pi}{4}(D^2 - d^2)} \ (m/phút) \qquad (12.22)$$

Trong đó:

Q_{cl} - lượng chất lỏng (không khí) đưa vào xi lanh (l/phút);

D - đường kính xi lanh (cm);

d - đường kính cần piston (cm).

Vận tốc dịch chuyển piston có thể xác định được nếu biết được năng suất thực tế của bơm Q_H (cm^3/phút); khi đó đối với hốc có cần của xi lanh:

$$v = \frac{4.Q_H}{\pi(D^2 - d^2)k_{XL}} \ (cm/\ phút) \qquad (12.23)$$

Trong đó:

k_{XL}- số lượng xi lanh dành cho một trong số các cơ cấu của băng bước (nâng hay dịch chuyển) .

Nhờ giản đồ trong các tài liệu dẫn động thuỷ lực có thể xác định vận tốc chuyển động của xi lanh khi biết đường kính trong của xi lanh và lượng chất lỏng đưa vào nó.

Công suất của xi lanh thuỷ - khí nén xác định theo công thức:

Scanned with CamScanner

$$N = \frac{p.v.F_p}{6120}.10^4 \quad (W) \tag{12.24}$$

Trong đó:

p - áp suất làm việc trong xi lanh (N/m^2);

v - vận tốc dịch chuyển pitston (m/phút);

F_p - diện tích pittôn (cm^2) .

Công suất dẫn động cần thiết của bơm đối với hệ thống thuỷ lực của băng bước được xác định theo công thức:

$$N = \frac{p.Q_H}{612.\eta} \quad (kW) \tag{12.25}$$

Trong đó:

p - áp suất làm việc (N/m^2) trong hệ thuỷ lực do bơm tạo ra;

Q_H - năng suất của bơm (l/phút);

η - hiệu suất chung của bơm ; $\eta = \eta_{o\sigma}\eta_M$; $\eta_{o\sigma}$ - hiệu suất dung tích của bơm;

η_M - hiệu suất cơ khí của bơm.

Trong hệ thuỷ lực của băng bước thường hay sử dụng bơm cánh quạt nhưng đôi khi sử dụng cả bơm pitston, bơm cánh quạt vạn năng hoạt động tin cậy trong các băng bước cả khi ứng lực kéo lớn, vận tốc nhỏ lẫn khi vận tốc lớn, ứng lực kéo nhỏ.

Khi chọn bơm cần phải lưu ý đến điều kiện làm việc và kiểm tra sự tương thích các yêu cầu về số liệu kỹ thuật của nó áp dụng cho dẫn động thuỷ lực của băng bước.

Đối với hệ thuỷ lực của băng chuyền làm việc với vận tốc cao và ứng lực kéo thông thường, người ta sử dụng cả bơm pitston lẫn bơm cánh quạt.

Scanned with CamScanner

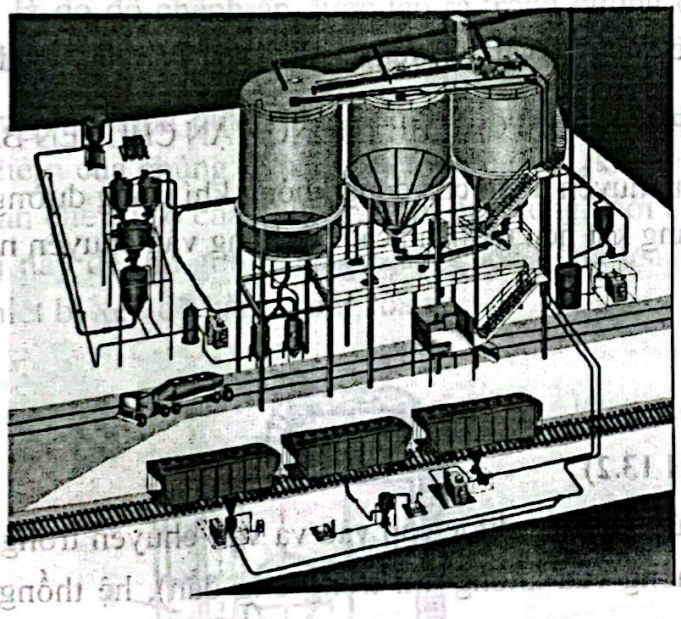
Chương 13

THIẾT BỊ VẬN CHUYỂN BẰNG KHÍ NÉN VÀ THUỶ LỰC

13.1. GIỚI THIỆU VÀ PHÂN LOẠI

13.1. CÔNG DỤNG VÀ ĐẶC ĐIỂM

Thiết bị vận chuyển bằng khí nén là thiết bị mà vật liệu di chuyển cùng dòng khí. Các vật liệu rời, bột, được di chuyển trong đường ống ở trạng thái treo lơ lửng nhờ dòng không khí chuyển động. Nguyên tắc chuyển động cơ bản là nhờ sự chênh lệch áp lực ở đầu và cuối ống chuyển.



Hình 13.1. Hệ thống vận chuyển khí ép

Thiết bị vận chuyển bằng khí nén được sử dụng rộng rãi ở các công trình xây dựng lớn, trong các xí nghiệp sản xuất vật liệu xây dựng như cát, đá răm nhỏ, đặc biệt là dùng để vận chuyển xi măng. Ở các cảng sông, cảng biển chúng được dùng vận chuyển hàng dạng hạt, dạng bột từ bờ xuống tàu, từ tàu lên bờ, hoặc vận chuyển trong hầm tàu, hay lên các phương tiện khác. Trong nhiều xí nghiệp công nghiệp, chúng dùng vận chuyển nội bộ, giữa các phân xưởng, các loại hàng xơ, sợi (len, bông, dạ...) và các loại hàng rời khác. Thiết bị vận chuyển bằng khí nén cỡ nhỏ còn được dùng làm thiết bị thu gom, xếp dỡ hàng trong kho, trong hầm tàu, hay toa xe.

Scanned with CamScanner

Ngoài ra, chúng còn được dùng để vận chuyển than nhỏ, mùn cưa, hoá chất và một số vật liệu không dính khác với đường kính đường ống từ 50 - 200mm.

Thiết bị vận chuyển bằng khí nén có ưu điểm:

Vật liệu vận chuyển trong ống kín do đó tránh được bụi bẩn. Thiết bị có thể hoạt động được ở nhiệt độ tới 500°.

Quá trình chất, dỡ và vận chuyển vật liệu có thể cơ giới hoá hoàn toàn.

Loại trừ được tổn thất khi vận chuyển đường xa và phức tạp.

Có thể vận chuyển vật liệu theo các ống dẫn với hình thù bất kỳ, chiều dài lớn, năng suất cao. Khi khoảng cách vận chuyển 1800m và chiều cao nâng 50m, năng suất tới 300 tấn/giờ và có thể lớn hơn.

Thiết bị này còn có một số nhược điểm:

Tiêu hao năng lượng lớn (2 ÷ 5 kW giờ/tấn.km), lớn hơn băng cao su khoảng từ 3 ÷ 6 lần.

Khi vận chuyển các loại vật liệu có độ nhám các chi tiết của thiết bị chóng mài mòn.

Thiết bị không thể dùng để vận chuyển các loại vật liệu dẻo và dính ướt.

13.1.2. CẤU TẠO VÀ PHÂN LOẠI CÁC HỆ THỐNG VẬN CHUYỂN BẰNG KHÍ NÉN

Tuỳ theo tính chất chuyển động của dòng không khí trong đường ống người ta phân thiết bị vận chuyển bằng khí nén ra thành các hệ thống vận chuyển như sau:

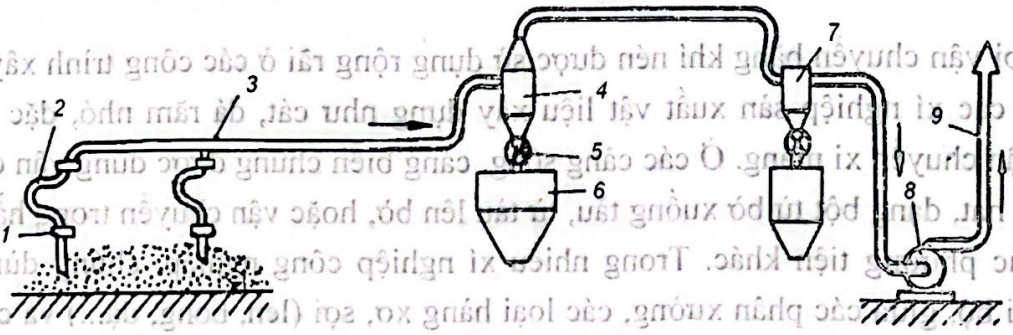
Hệ thống hút;

Hệ thống đẩy;

Hệ thống hỗn hợp.

1. Hệ thống hút (H 13.2)

Trong hệ thống hút, vật liệu được cấp vào và vận chuyển trong đường ống nhờ có độ loãng (độ chân không của không khí trong ống dẫn), hệ thống này còn gọi là hệ thống chân không.



Hình 13.2. Thiết bị vận chuyển khí nén kiểu hút

Scanned with CamScanner

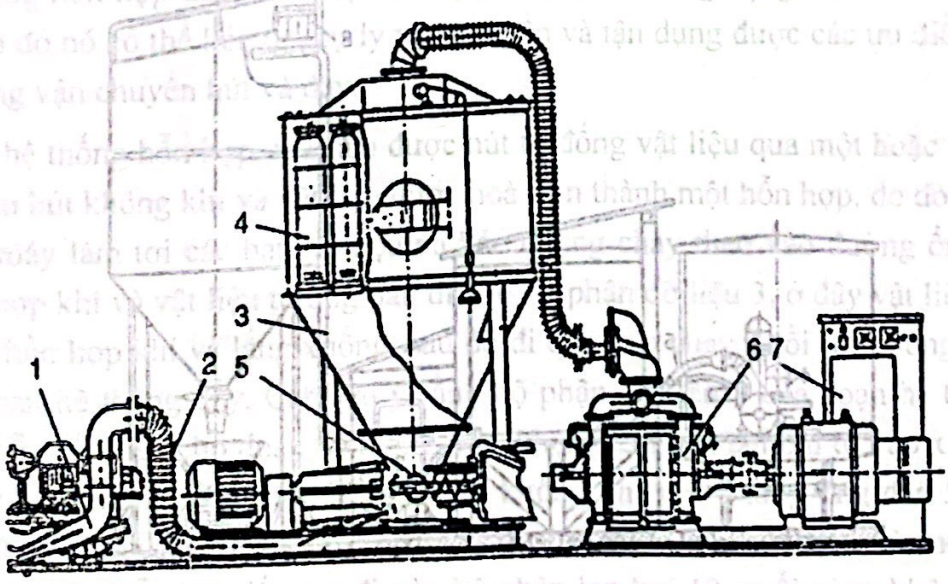
Ở hệ thống hút H13.2, vật liệu được hút từ đống vật liệu qua một hoặc nhiều vòi hút 1 ở tại đầu hút không khí và vật liệu được hoà trộn tạo thành hỗn hợp (bao gồm không khí và vật liệu) gọi là hỗn hợp khí. Hỗn hợp khí chuyển động thành một dòng liên tục trong ống mềm 2 và ống cứng 3.

Hỗn hợp khí từ đường ống dẫn đi vào bộ phận dỡ liệu 4, tại đây do diện tích mặt cắt lớn nên tốc độ chuyển động của dòng hỗn hợp khí giảm xuống đột ngột, cùng với tác dụng của trọng lượng bản thân của các phần tử vật liệu mà vật liệu được lắng xuống, đi qua van quay 5 xuống phễu chứa 6; còn không khí lẫn bụi tiếp tục đi vào bộ phận lọc bụi 7, qua đây không khí được lọc sạch bụi, không khí sạch đi qua quạt gió 8 và ống thải 9 ra ngoài.

Nếu không khí có bụi bẩn đi vào máy quạt gió nó sẽ làm cho các chi tiết máy của quạt bị mài mòn rất nhanh, đồng thời làm ô nhiễm môi trường, cho nên phải dùng mọi biện pháp hữu hiệu để lọc sạch tối đa không khí trước khi đi vào máy bơm (quạt gió).

Hệ thống hút thường được sử dụng để vận chuyển vật liệu từ nhiều vị trí đến một vị trí. Hệ thống này không thể vận chuyển vật liệu trong khoảng cách lớn mà chỉ độ vài chục mét; điều này là do độ chênh áp được tạo ra trong đường ống của hệ thống hút thấp khoảng 0,10 ÷ 0,40 kG/cm^2 (tương đương 0,1 ÷ 0,4 at).

Các thiết bị dùng khí kiểu hút có kết cấu đơn giản, trọng lượng không lớn, kích thước nhỏ, nhược điểm của chúng là năng suất không lớn, khoảng cách và độ cao vận chuyển nhỏ do bị hạn chế trị số chân không trong hệ thống. Với các đặc điểm đó người ta còn dùng thiết bị này để thu gom, xếp dỡ hàng hoá trong toa xe, hầm tàu, nhà kho. H13.3 là một loại thiết bị xếp dỡ hàng trong toa xe.

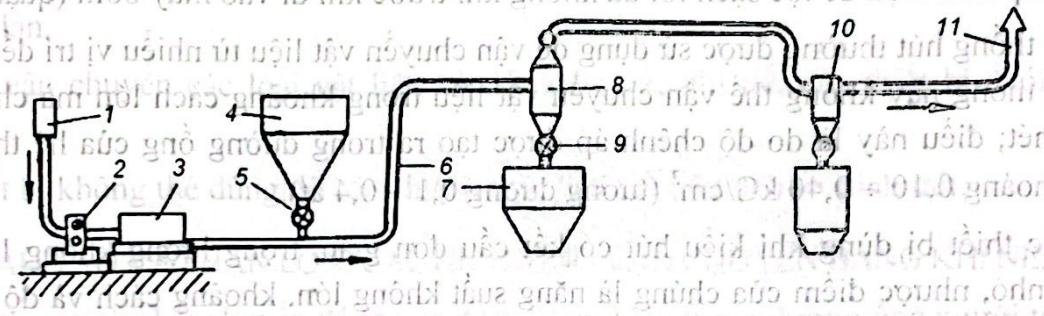


Hình 13.3. *Thiết bị vận chuyển khí ép kiểu hút xếp dỡ hàng trong toa xe, hầm tàu*
1- Bộ phận gom hàng; 2- Ống mềm; 3- Buồng lắng; 4- Bộ lọc; 5- Bộ phận dỡ tải kiểu vít; 6- Bơm chân không; 7- Bộ phận dẫn động.

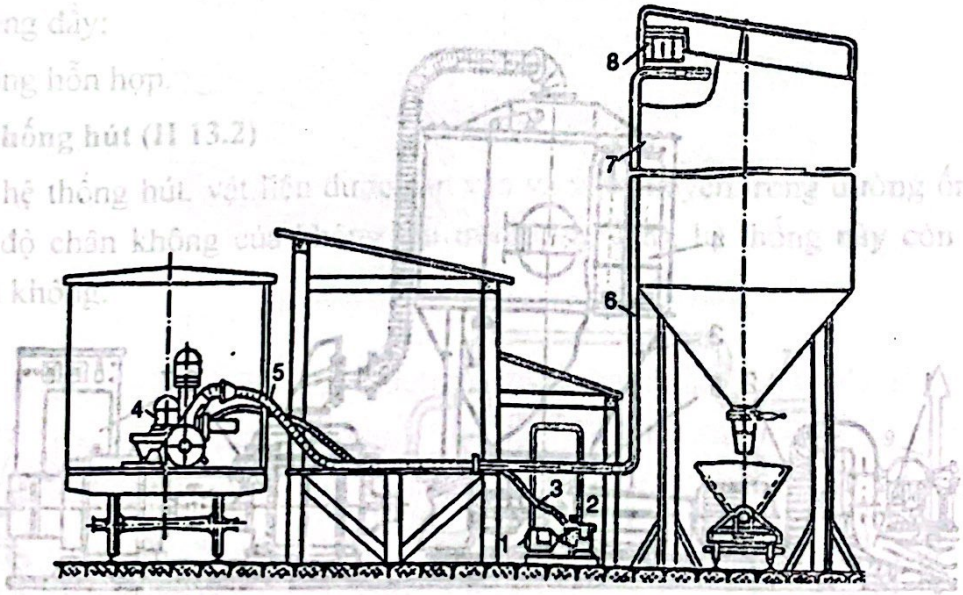
Scanned with CamScanner

2. Hệ thống đẩy (H13.4)

Trong hệ thống này cấp vật liệu và vận chuyển vật liệu nhờ lực đẩy của dòng không khí chuyển động trong đường ống dẫn. Ở hệ thống đẩy vật liệu đi từ phễu cấp liệu 4 qua van quay 5 vào ống dẫn 6 nhờ áp lực không khí do máy nén khí 2 tạo ra, vật liệu được di chuyển theo đường ống dẫn đi vào bộ phận dỡ vật liệu 8, ở đây do có tiết diện lớn nên tốc độ chuyển động của dòng vật liệu giảm xuống đột ngột cùng cùng với tác dụng của trọng lượng bản thân của các phần tử vật liệu lắng xuống, rồi đi qua van quay 9 xuống phễu chứa 7, không khí có chứa bụi tiếp tục đi vào bộ phận lọc bụi 10, ở đây không khí được lọc sạch bụi và theo đường ống thải 11 ra ngoài. Để chống ô nhiễm môi trường người ta phải sử dụng những biện pháp hữu hiệu để lọc sạch bụi ra khỏi không khí trước khi thải vào môi trường.



***Hình 13.4.** Thiết bị vận chuyển khí ép kiểu đẩy*



***Hình 13.5.** Thiết bị vận chuyển khí ép kiểu đẩy xếp dỡ hàng trong kho*
1- Động cơ điện; 2- Máy nén khí; 3- Đường ống; 4- Bộ phận gom hàng; 5- Ống mềm; 6- Ống cứng; 7- Thùng chứa; 8- Bộ lọc.

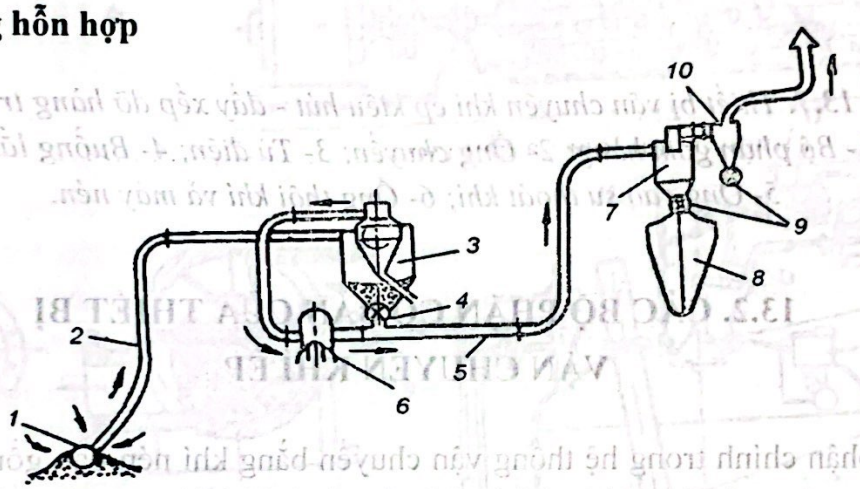
Scanned with CamScanner

Trong hệ thống đẩy, không khí trước khi vào máy nén khí 2 đã được lọc sạch bụi qua bình lọc 1 nhằm làm giảm sự mài mòn do bụi gây ra cho các chi tiết của máy nén; không khí nén được tích trong bình chứa 3.

Hệ thống đẩy có độ chênh áp trong đường ống cao hơn nhiều so với hệ thống hút, thường vào khỏng 2,00 ÷ 6,00 kG/cm^2 (tương đương 2 ÷ 6 at); do vậy nó có thể vận chuyển vật liệu với khoảng cách xa hơn (có thể đến hàng km). Hệ thống đẩy thường được sử dụng để vận chuyển vật liệu từ một vị trí đến nhiều vị trí khác nhau.

Thiết bị vận chuyển khí ép kiểu đẩy cũng được dùng làm thiết bị xếp dỡ hàng trong các kho, cấu tạo của thiết bị này như H13.5.

3. Hệ thống hỗn hợp

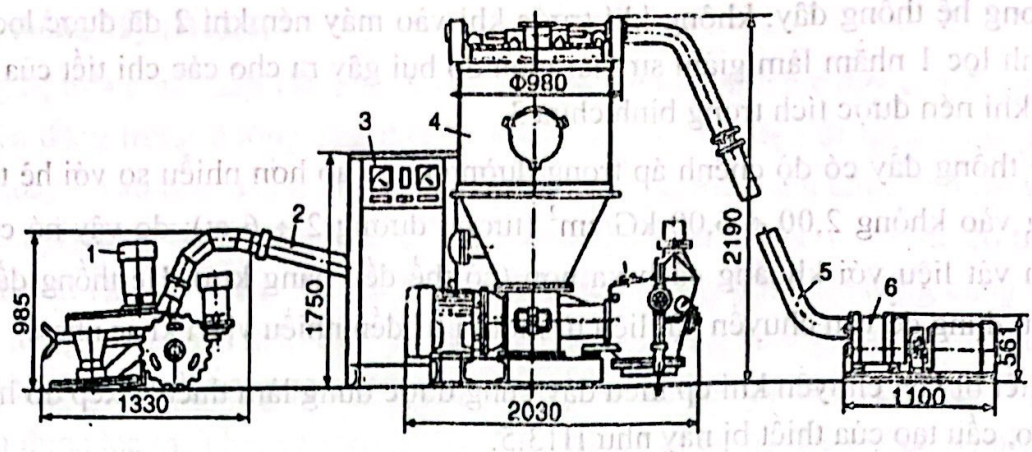


***Hình 13.6.** Thiết bị vận chuyển khí ép kiểu hỗn hợp*

Hệ thống hỗn hợp được thể hiện trên (H13.6) là sự nối ghép giữa hai hệ thống hút và đẩy. Do đó nó có thể kéo dài cự ly vận chuyển và tận dụng được các ưu điểm của cả hai hệ thống vận chuyển hút và đẩy.

Trong hệ thống hỗn hợp, vật liệu được hút từ đống vật liệu qua một hoặc nhiều vòi hút 1, ở đầu hút không khí và vật liệu được hoà trộn thành một hỗn hợp, do dòng không khí cuốn xoáy làm tơi các hạt vật liệu và kéo chúng chạy theo vào đường ống dẫn 2, dòng hỗn hợp khí và vật liệu từ ống dẫn đi vào bộ phận dỡ liệu 3, ở đây vật liệu tách ra khỏi dòng hỗn hợp khí và lắng xuống, sau đó đi qua van quay 4 rồi rơi xuống đầu ống dẫn của đoạn hệ thống đẩy. Cần lưu ý rằng bộ phận dỡ liệu 3 của đoạn hệ thống hút chính là phễu cấp liệu cho đoạn hệ thống đẩy, không khí còn lẫn bụi đi vào xiclô lắng, qua đường ống dẫn đi vào bơm 6; bơm thổi không khí vào đường ống dẫn 5 đẩy vật liệu chạy theo đường ống 5, rồi đi vào bộ phận dỡ liệu 7, qua van quay 9 xuống phễu chứa 8, không khí lẫn bụi tiếp tục đi vào bộ phận lọc bụi 10, cuối cùng không khí đã được lọc sạch bụi đi ra ngoài môi trường. Trong trường hợp này quạt gió (máy bơm khí) là loại quạt gió hút đẩy, phía trước quạt là hút và phía sau là đẩy. Hình 13.7 là thiết bị xếp dỡ vật liệu loại nhỏ dùng trong kho hàng.

Scanned with CamScanner



Hình 13.7. Thiết bị vận chuyển khí ép kiểu hút - đẩy xếp dỡ hàng trong kho
1- Bộ phận gom hàng; 2- Ống chuyển; 3- Tủ điện; 4- Buồng lắng;
5- Ống cao su thoát khí; 6- Ống thổi khí và máy nén.

13.2. CÁC BỘ PHẬN CƠ BẢN CỦA THIẾT BỊ VẬN CHUYỂN KHÍ ÉP

Các bộ phận chính trong hệ thống vận chuyển bằng khí nén bao gồm: bộ phận cấp liệu, van quay, bơm không khí và bộ phận lọc bụi. Ngoài ra trong hệ thống còn có: đường ống dẫn, xiclô dỡ liệu, phễu chứa, các loại van (van đóng mở, van an toàn, van điều tiết...), bình chứa khí nén, bình lọc dầu, lọc nước, đồng hồ áp lực, hệ thống điều khiển v.v... [5]

13.2.1.BỘ PHẬN CẤP LIỆU

1. Đầu hút

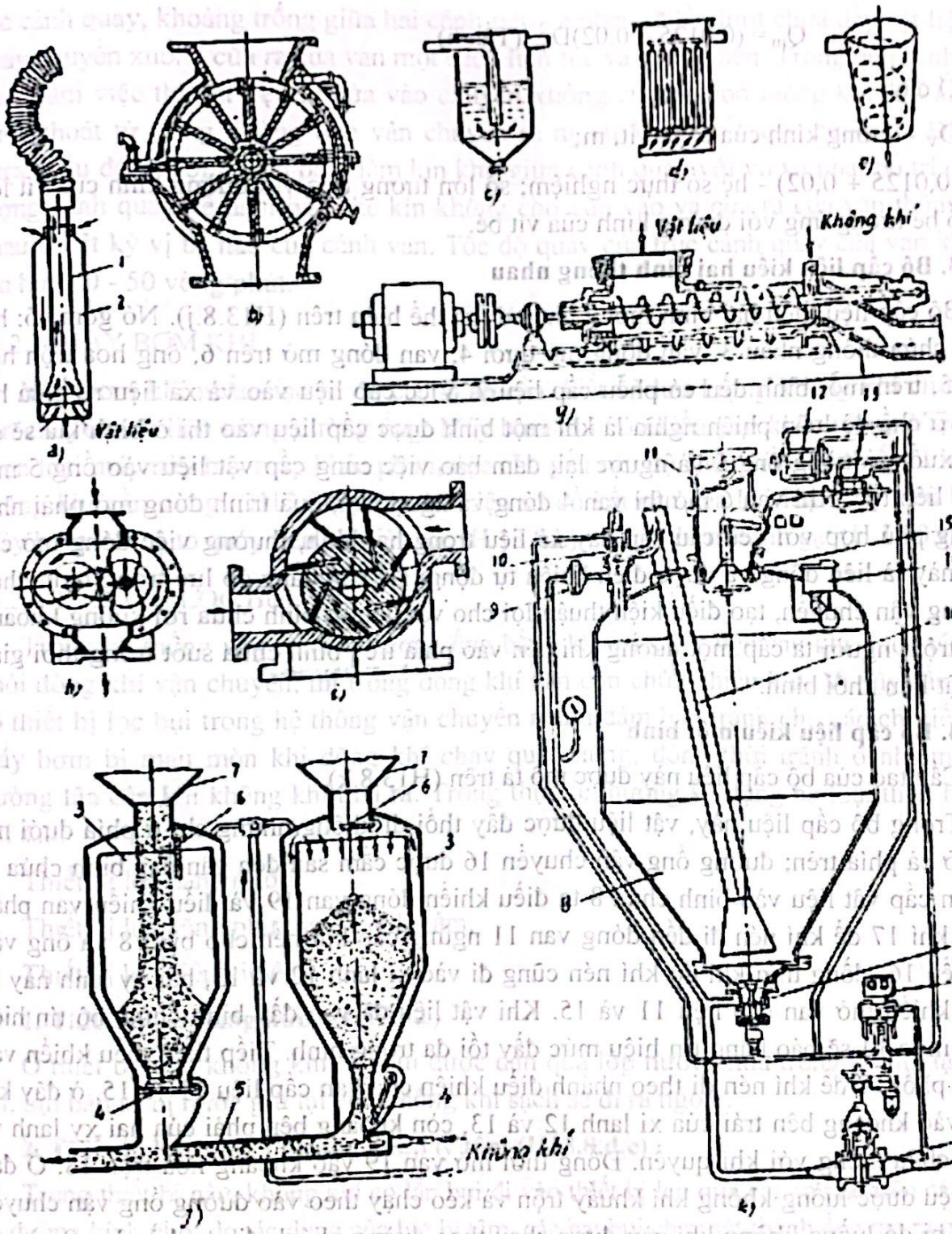
Đầu hút được sử dụng trong hệ thống vận chuyển bằng khí nén kiểu hệ thống hút hoặc trong hệ thống hỗn hợp. Nó được dùng để hút vật liệu vào trong đường ống dẫn. Cấu tạo của đầu hút được thể hiện trên (H13.8.a) bao gồm: một ống thép 1, vỏ thép ngoài 2 có đường kính lớn hơn; ống hút được nối với ống dẫn thông qua một đoạn ống mềm để có thể di chuyển ống hút trong một phạm vi nhất định; Giữa ống hút và vỏ là khoảng trống thông với khí quyển bên ngoài, do vậy khi đầu hút đã cắm vào đống vật liệu mà không khí bên ngoài vẫn thông được với đầu hút đảm bảo luồng không khí đi vào đường ống dẫn bình thường; đường kính ống hút thường trong khoảng 50 ÷ 240mm.

2. Bộ cấp liệu kiểu vít xoắn

Bộ cấp liệu kiểu vít xoắn được thể hiện trên (H13.8.g) gồm có các cánh vít được gắn với trục của nó; đường kính cánh vít có thể nhỏ dần hoặc đều nhau còn bước của cánh vít nhỏ dần, nhờ vậy mà vật liệu được đẩy vào ống dẫn theo một dòng kín liên tục

Scanned with CamScanner

và tiếp đó nó bị luồng khí nén thổi đẩy đi trong đường ống dẫn. Bộ cấp liệu này có nhược điểm là các chi tiết mau mòn, hiệu quả kinh tế thấp.



Hình 13.8. *Các bộ phận chủ yếu của thiết bị vận chuyển khí ép*

a- Đầu hút; b- Van quay; c- Lọc bụi nước; d,e- Lọc bụi ly tâm;

g- Bộ cấp liệu kiểu xoắn vít; h,i- Bơm không khí;

j- Bộ cấp liệu kiểu 2 bình thông nhau; k- Bộ cấp liệu kiểu một bình.

Scanned with CamScanner

Năng suất của bộ cấp liệu loại này khi vận chuyển xi măng có thể được xác định theo công thức kinh nghiệm sau:

$$Q_m = (0,0125 \div 0,02)D_V^2 \text{ (Tấn/h)}$$

Ở đây:

D_V - đường kính của cánh vít, m;

(0,0125 ÷ 0,02) - hệ số thực nghiệm; số lớn tương ứng với đường kính của vít lớn và số bé tương ứng với đường kính của vít bé.

3. Bộ cấp liệu kiểu hai bình thông nhau

Bộ cấp liệu kiểu hai bình thông nhau được thể hiện trên (H13.8.j). Nó gồm có: hai bình chứa thông nhau 3, van đóng mở dưới 4, van đóng mở trên 6, ống hoà trộn hỗn hợp 5, trên mỗi bình đều có phễu cấp liệu 7. Việc cấp liệu vào và xả liệu ra giữa hai bình ở chế độ luân phiên nghĩa là khi một bình được cấp liệu vào thì ở bình kia sẽ dỡ liệu xuống đường ống 5 và ngược lại, đảm bảo việc cung cấp vật liệu vào ống 5 một cách liên tục. Khi van 6 mở thì van 4 đóng và ngược lại, quá trình đóng mở phải nhịp nhàng phù hợp với yêu cầu cấp hay xả liệu trong hai bình, thường việc đóng mở các van này là liên động và được điều khiển tự động. Để cân bằng áp lực trong bình chứa và ống vận chuyển, tạo điều kiện thuận lợi cho vật liệu từ bình chứa rơi xuống khoang hoà trộn; người ta cấp một đường khí nén vào phía trên bình chứa suốt trong thời gian xả vật liệu khỏi bình.

4. Bộ cấp liệu kiểu một bình

Cấu tạo của bộ cấp liệu này được mô tả trên (H13.8.k).

Trong bộ cấp liệu này, vật liệu được đẩy thổi đi không những chỉ ở phía dưới mà còn ở cả phía trên; đường ống vận chuyển 16 được cắm sâu đến gần đáy bình chứa 8. Muốn cấp vật liệu vào bình chứa 8 ta điều khiển đóng van 19 và điều khiển van phân phối khí 17 để khí nén đi đến đóng van 11 ngừng cấp khí nén cho bình 8 và ống vận chuyển 16; đồng thời khi đó khí nén cũng đi vào xi lanh 12 và 13, hai xy lanh này sẽ điều khiển mở van cấp liệu 11 và 15. Khi vật liệu đã vào đầy bình chứa, bộ tín hiệu định mức 14 sẽ báo bằng tín hiệu mức đầy tối đa trong bình. Tiếp theo điều khiển van phân phối 17 để khí nén đi theo nhánh điều khiển cửa van cấp liệu 11 và 15. ở đây khí nén vào khoang bên trái của xi lanh 12 và 13, còn khoang bên phải của hai xy lanh và bình chứa thông với khí quyển. Đồng thời mở van 19 vào khoang hoà trộn 18. Ở đây vật liệu được luồng không khí khuấy trộn và kéo chạy theo vào đường ống vận chuyển 16. Khi đó luồng không khí còn được chạy theo đường nhánh đi qua bầu lọc 9 và van 10 rồi đi vào đường ống 16 để tiếp sức cho luồng không khí vận chuyển.

13.2.2.VAN QUAY

Cấu tạo của van quay được thể hiện trên (H13.8.b). Vỏ van thường được đúc bằng gang, phía trong hình trụ thông với cửa vào và cửa ra vật liệu; ruột van cũng có dạng

Scanned with CamScanner

ình trụ gồm nhiều cánh đặt đồng tâm gắn liền với trục quay. Mặt trụ trong của vỏ và mặt đỉnh của các cánh được gia công chính xác và mài nghiền với nhau. Trục quay làm các cánh quay, khoảng trống giữa hai cánh liền kề nhau sẽ lần lượt chứa đầy vật liệu và quay chuyển xuống cửa ra của van một cách liên tục và luân phiên. Trong quá trình van quay làm việc thì vật liệu từ cửa vào chuyển xuống cửa ra, còn luồng khí nén không được thoát từ trong đường ống vận chuyển ra ngoài khí quyển qua cửa van; Để đạt được điều đó người ta cần phải làm kín khít giữa cánh quay với vỏ và phải bố trí đủ số lượng cánh quay để đảm bảo che kín không cho cửa vào và cửa ra của van thông với nhau ở bất kỳ vị trí nào của cánh van. Tốc độ quay của trục cánh quay của van không lớn hơn 20 - 50 vòng/phút.

13.2.3. MÁY BƠM KHÍ

Máy bơm khí nhằm tạo ra độ chênh áp cần thiết và lưu lượng không khí cho việc vận chuyển vật liệu trong đường ống. Máy bơm khí có nhiều loại khác nhau; Việc lựa chọn loại máy này hay máy khác phụ thuộc chủ yếu vào độ chênh áp cần thiết và lượng không khí cần dùng. (H13.8.h và i) thể hiện sơ đồ kết cấu của hai loại máy tiêu biểu: Máy bơm hai rô to quay nén khí liên tục (H.13.8.h) và máy bơm cánh gạt (H.13.8.i).

13.2.4.THIẾT BỊ LỌC BỤI

Trong hệ thống vận chuyển đường ống bằng khí nén, vật liệu sau khi được tách ra khỏi dòng khí vận chuyển, thì trong dòng khí vẫn còn chứa nhiều bụi. Vì vậy cần phải có thiết bị lọc bụi trong hệ thống vận chuyển nhằm đảm bảo tránh cho các chi tiết của máy bơm bị mau mòn khi dòng khí chạy qua chúng; đồng thời tránh ô nhiễm môi trường lân cận khi không khí thải ra. Trong thực tế thường sử dụng ba loại thiết bị lọc bụi sau:

Thiết bị lọc bằng nước.

Thiết bị lọc bằng phương pháp ly tâm.

Thiết bị lọc kiểu xiclô.

1. Thiết bị lọc bằng nước (H13.8.c)

Ở thiết bị này, không khí lẫn bụi được dẫn qua lớp nước chứa trong thùng, tại đây cát, bụi bẩn sẽ bị nước giữ lại còn không khí sạch sẽ đi ra ngoài.

2. Thiết bị lọc bằng phương pháp ly tâm (H13.8.d,e)

Trong thiết bị này, không khí có lẫn bụi đi vào thiết bị len qua các lỗ nhỏ trên các ống có đường kính nhỏ; do tác dụng của lực ly tâm, các hạt bụi chạy sát thành ống tạo ra ma sát lớn giữa các hạt bụi với bề mặt thành ống, làm giảm tốc độ đột ngột, bụi sẽ chui qua các lỗ nhỏ và lắng xuống, còn không khí sạch tiếp tục theo đường ống ra ngoài.

3. Thiết bị lọc kiểu xiclô

Đối với thiết bị này, không khí lẫn bụi chạy trong xiclô ở dạng xoáy lốc, các hạt bụi ma sát với thành trong của xiclô, tốc độ bị giảm đột ngột, cùng với tác dụng của gia tốc

Scanned with CamScanner

trọng trường bụi bị lắng xuống đáy, còn không khí sạch tiếp tục theo đường ống ra ngoài. Ngoài các loại thiết bị lọc bụi đã nêu trên, người ta còn dùng thiết bị lọc bụi bằng các túi vải; ở đây không khí lẫn bụi đi qua các túi vải, bụi bẩn sẽ bị giữ lại trong các túi đó còn không khí sạch sẽ đi ra ngoài. Túi vải được tháo ra rũ bụi cho sạch theo định kỳ, rồi lại được lắp trở lại; Sau một thời gian làm việc túi vải hỏng sẽ được thay thế bằng túi mới.

Để có chất lượng lọc bụi cao, người ta còn có thể dùng phương pháp lọc bụi tĩnh điện, xong loại này có chi phí lớn nên thường ít được sử dụng.

13.3. TÍNH TOÁN THIẾT BỊ VẬN CHUYỂN KHÍ ÉP

Tính toán thiết bị vận chuyển bằng khí nén để vận chuyển các loại vật liệu rời chủ yếu là: xác định lượng tiêu hao không khí và tốc độ của dòng không khí; đường kính của ống dẫn; tổn hao áp lực trong đường ống dẫn và các thông số cơ bản của máy bơm khí hay máy nén khí [5].

13.3.1. LƯỢNG TIÊU HAO KHÔNG KHÍ VÀ TỐC ĐỘ CỦA DÒNG KHÔNG KHÍ

Khi cho trước năng suất Q_m, lượng tiêu hao không khí (m^3/s) được xác định từ phương trình sau:

$$\frac{Q_m}{3,6} = Q_K.\gamma_K.\mu_k \qquad (13.1)$$

Từ đó xác định được lượng tiêu hao thể tích của không khí theo công thức:

$$Q_K = \frac{Q_m}{3,6.\gamma_K\mu_k}, (m^3/s) \qquad (13.2)$$

Ở đây:

Q_m - năng suất khối lượng (là lượng vật liệu được vận chuyển trong một đơn vị thời gian), tấn/h;

γ_K - khối lượng riêng của không khí ($\gamma_K = 0,1244$ kg/m^3);

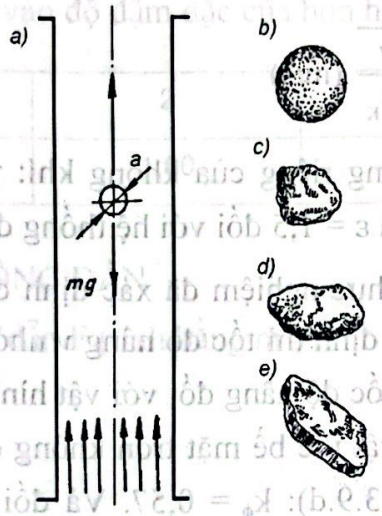
μ_k - hệ số đậm đặc của hỗn hợp (là tỷ số giữa khối lượng vật liệu được vận chuyển trong một đơn vị thời gian với khối lượng không khí tiêu hao trong cùng thời gian đó). Khi vận chuyển cát và đá dăm: $\mu_k = 3 \div 20$, xi măng: $\mu_k = 20 \div 100$.

Áp lực của không khí trong đường ống dẫn thay đổi và giảm dần theo hướng chuyển động của vật liệu. Vì lượng tiêu hao không khí không thay đổi, mà áp lực lại giảm xuống cho nên tốc độ của không khí phải tăng lên. Do đó ở thiết bị vận chuyển bằng khí nén kiểu hút; tốc độ nhỏ nhất của không khí v_{min} ở tại bộ phận cung cấp vật liệu và máy nén, còn tốc độ lớn nhất v_{max} là ở cửa ra, có nghĩa là tốc

Scanned with CamScanner

độ của không khí tăng dần từ chỗ chất vật liệu đến chỗ dỡ vật liệu, còn áp lực của không khí thì sẽ giảm dần.

Tốc độ nhỏ nhất của không khí cần phải đủ để đảm bảo giữ cho các phần tử của vật liệu ở trong trạng thái treo lơ lửng. Nó phụ thuộc vào tốc độ nâng v_B, tốc độ này được xác định bởi điều kiện: các phần tử của vật liệu ở trong ống thẳng đứng (H13.9.a), dưới tác dụng của dòng không khí ngược chiều vẫn giữ được không bị rơi. Tốc độ đó phụ thuộc vào tính chất khí động của các phần tử vật liệu. Nó là hàm số của kích thước, hình dạng hình học và khối lượng của chúng.



Hình 13.9. *Sơ đồ xác định tốc độ nâng*

a- Phần tử vật liệu trong ống; b- Vật thể hình cầu; c- Vật thể bề mặt tròn không đều; d- Vật thể hình dạng dài; e- Vật thể dạng tấm phẳng.

Phương trình cân bằng của các phần tử vật liệu là:

$$m.g = k_\phi.\gamma_K.v_B^2.F \qquad (13.3)$$

Ở đây:

m - khối lượng hạt vật liệu, kg;

g - gia tốc trọng trường, m/s^2

k_ϕ - hệ số đặc trưng cho hình dáng và kích thước của các phần tử vật liệu $k_\phi < 1$;

γ_K - khối lượng riêng của không khí, (kg/m^3);

F - diện tích mặt cắt của các phần tử vật liệu, m^2;

v_B - tốc độ của không khí, m/s.

Đối với vật thể có hình dáng không xác định thì rất khó xác định hệ số k_ϕ, bởi vì vậy người ta thường lấy một vật hình cầu tương đương để thay thế cho phần tử của vật liệu. Đối với vật hình cầu thì $k_\phi = 0,23$.

Scanned with CamScanner

Khi khối lượng riêng của vật liệu là γ (kg/m^3) và đường kính vật hình cầu là a thì trọng lượng của phần tử vật liệu G = m.g sẽ là:

$$m.g = \frac{\pi.a^3}{6}\gamma .g \qquad (13.4)$$

Thay vào công thức 13.3 với $k_\phi = 0,23$ sẽ được:

$$\frac{\pi.a^3}{6}\gamma.g = 0,23.\gamma_K.v_B^2.\frac{\pi.a^2}{4}$$

Từ đó, tốc độ của không khí giữ hạt vật liệu thăng bằng là:

$$v_B = 5,33.\sqrt{a.\frac{\gamma}{\gamma_K}}\ (m/s) \qquad (13.5)$$

Khi tính toán lấy khối lượng riêng của không khí: $\gamma_K = 0,1244.\varepsilon$ (kg/m^3); ở đây $\varepsilon = 0,75$ đối với hệ thống hút và $\varepsilon = 1,5$ đối với hệ thống đẩy.

Kết quả nghiên cứu bằng thực nghiệm đã xác định được là: đối với vật thể nhám thô và có hình dáng không xác định thì tốc độ nâng v nhỏ hơn đối với vật thể hình cầu nhẵn v_c hay $v = k_\phi.v_c$. Nếu lấy tốc độ nâng đối với vật hình cầu tương đương (H.13.9.b) làm chuẩn: $k_\phi = 1$ thì đối với vật thể bề mặt tròn không đều (H13.9.c): $k_\phi = 0,64$. Đối với vật thể hình dạng dài (H13.9.d): $k_\phi = 0,57$. Và đối với vật thể dạng tấm phẳng (H13.9.e): $k_\phi = 0,45$.

Các phần tử hình dáng không cân đối đều sẽ được dòng không khí đẩy nhanh nếu tốc độ của nó bằng hoặc lớn hơn tốc độ nâng đối với vật thể hình cầu tương đương. Khi xác định tốc độ nâng của vật liệu dạng bột người ta nhận thấy rằng các phần tử của chúng có thể tạo thành dạng cục, nghĩa là khi đó kích thước của các phần tử lớn vượt lên một cách đáng kể. Do vậy các phần tử của xi măng chỉ có kích thước là 60-80 (μm) nhưng kích thước của các phần tử bị nén chặt (tạo thành cục) lại có thể tới 0,4 (mm). Cho nên tốc độ nâng sẽ tăng từ 0,2 tới 5,3 (m/s). Tốc độ nâng tính toán, tương ứng với tốc độ nhỏ nhất của không khí được xác định như sau:

- Đối với xi măng: 5,3 (m/s)
- Đối với cát: 20 (m/s)
- Đối với mùn cưa: 15 (m/s)
- Đối với mùn cưa ẩm: 7,5 (m/s)
- Đối với than cám: 11 (m/s)

Tốc độ cuối của không khí (v_K) phụ thuộc vào chiều dài vận chuyển vật liệu (L). Ví dụ như đối với xi măng nó có giá trị sau:

Scanned with CamScanner

L(m)	100	200	300	400	500	600	700
v_K(m/s)	17	22	26	28	30	32	34

Tốc độ làm việc trung bình của không khí là:

$$v_{tb} = 0,5(v_B + v_K)$$

Để đảm bảo độ bền thiết bị vận chuyển cần phải thoả mãn điều kiện:

$$v_{tb} > \xi.v_B$$

Ở đây: Hệ số ξ phụ thuộc vào độ đậm đặc của hỗn hợp.

μ	1	2	10	>16
ξ	1,25	1,50	2,00	2,50-3,00

13.3.2. ĐƯỜNG KÍNH CỦA ỐNG DẪN

Diện tích mặt cắt của ống dẫn F (tính bằng m^2)

$$F = \frac{Q_K}{v_{tb}}$$

Ở đây:

Q_K - lượng tiêu hao không khí trong 1 giây (m^3/s);

v_{tb} - tốc độ làm việc trung bình của không khí, (m/s).

Ta lại có:

$$F = \frac{\pi.D^2}{4}$$

D - đường kính của ống dẫn; (m)

Vậy ta sẽ có: $$F = \frac{\pi.D^2}{4} = \frac{Q_K}{v_{tb}}$$

Từ đó rút ra: $$D = \sqrt{\frac{4.Q_K}{\pi.v_{tb}}} \qquad (13.6)$$

13.3.3. CÔNG SUẤT CỦA BƠM KHÔNG KHÍ

Ở đầu cuối của đường ống dẫn cần phải tạo được độ chênh lệch áp suất (còn gọi là độ chênh áp). Độ chênh áp đó cần phải tạo tốc độ cần thiết cho không khí và giá trị của nó bằng tổng các tổn hao áp lực ở các bộ phận riêng biệt. Các tổn hao (tính bằng daN/m^2) sẽ được xác định như sau:

Scanned with CamScanner

1. Tổn hao áp lực để đưa vật liệu vào đường ống dẫn (là đại lượng chân không cần thiết của đầu ống hút của thiết bị), daN/m^2.

$$P_h = 0{,}0625 v_{tb}^2 (10 + 0{,}5\mu_k) \quad (13.7)$$

2. Tổn hao áp lực để vận chuyển vật liệu và không khí theo đường ống dẫn có đường kính là D trên đoạn vận chuyển có chiều dài là L theo phương nằm ngang và độ cao là h:

$$P_v = 0{,}0625 v_{tb}^2 \frac{L+h}{D}(1 + k_{pv}.\mu_k)\left(0{,}0125 + \frac{0{,}0011}{D}\right) \quad (13.8)$$

ở đây hệ số k_{pv} phụ thuộc vào tốc độ làm việc trung bình v_{tb}

Khi: $v_{tb} = 15$ m/s thì $k_{pv} = 0{,}46$

$v_{tb} = 20$ m/s thì $k_{pv} = 0{,}33$

$v_{tb} = 25$ m/s thì $k_{pv} = 0{,}24$

3. Tổn hao áp lực để nâng vật liệu và không khí lên độ cao h là:

$$P_n = 1{,}244.h.(1+ \mu_k) \quad (13.9)$$

4. Tổn hao áp lực ở những đoạn gấp khúc hay chỗ nhánh rẽ:

$$P_r = 0{,}016.Q_K.v_{tb}^2 \quad (13.10)$$

5. Tổn hao áp lực ở chỗ dỡ vật liệu:

$$P_d \approx 200 \text{ (daN/m}^2\text{)} \quad (13.11)$$

6. Tổn hao áp lực ở phễu lọc:

$$P_F \approx 100 \text{ (daN/m}^2\text{)} \quad (13.12)$$

Vậy tổng tổn hao áp lực sẽ là:

$$\Sigma P = 1{,}25(P_h + Pv + P_n + P_r + P_d + P_F) \quad (13.13)$$

Công suất cần thiết của bơm không khí là:

$$N_b = \frac{\sum P . Q_K}{102} \text{ (kW)} \quad (13.14)$$

Công suất cần thiết của động cơ là:

$$N = \frac{N_b}{\eta} \text{ (kW)} \quad (13.15)$$

Scanned with CamScanner

13.4. HỆ THỐNG VẬN CHUYỂN BẰNG THUỶ LỰC

13.4.1. CÔNG DỤNG, ĐẶC ĐIỂM VÀ PHÂN LOẠI VẬN CHUYỂN THUỶ LỰC [10]

1. Công dụng

Vận chuyển thuỷ lực là phương pháp vận chuyển dùng khả năng của dòng nước để vật liệu đi theo hướng đã định dưới trạng thái lơ lửng. Vận chuyển thuỷ lực chỉ dùng cho những vật liệu không hoà tan trong nước.

Hỗn hợp của vật liệu vận chuyển với nước gọi là hỗn hợp rắn- lỏng.

Vận chuyển thuỷ lực được dùng trong nhiều ngành công nghiệp. Trong công nghiệp hoá chất người ta dùng vận chuyển thuỷ lực để tách các phế liệu ra cống thải. Trong quá trình sản suất nếu cần làm thấm ướt vật liệu cũng có thể dùng vận chuyển thuỷ lực để đưa vật liệu từ thiết bị này sang thiết bị khác.

Công nghiệp khai khoáng dùng để vận chuyển quặng và làm giàu quặng. Trong giao thông đường thuỷ dùng để vận chuyển cát từ các khoang xà lan lên các bãi chứa ở bến. Trong công tác địa chất và xây dựng đường ngầm dùng nó để vận chuyển đất cát từ dưới sâu lên mặt đất. Trong các nhà máy điện và lò hơi dùng để vận chuyển xỉ lò ra cống thải.

Trong công nghiệp thực phẩm người ta dùng vận chuyển thuỷ lực để vận chuyển các loại củ, quả (ở các nhà máy sản suất đồ hộp), khoai tây, mầm hạt men (ở các nhà máy sản suất rượu bia), dung dịch bột (ở các nhà máy sản suất tinh bột, mì chính).v..v

2. Ưu nhược điểm của vận chuyển thuỷ lực

Vận chuyển thuỷ lực có nhiều ưu điểm như:

- Năng suất vận chuyển cao, độ dài vận chuyển lớn (có thể lên tới 10 km).
- Có thể vừa vận chuyển vừa thực hiện các quá trình công nghệ sản suất (thấm ướt, làm giàu sản phẩm, làm nguội, rửa nguyên liệu v.v…).
- Thích nghi với bất kỳ loại đường cong vận chuyển nào.
- Không bị mất mát nguyên liệu trên đường vận chuyển (trường hợp dùng ống dẫn vận chuyển).
- Giảm nhẹ công đoạn làm việc nặng nhọc.
- Cấu tạo đơn giản và dễ thao tác.

Bên cạnh các ưu điểm trên vận chuyển thuỷ lực cũng có những nhược điểm:

- Tốn nhiều nước và năng lượng điện.
- Trong nước thải ở một số trường hợp còn có chứa các chất độc.
- Đường ống, bơm, tuye bị bào mòn nhanh đặc biệt khi vận chuyển các vật liệu nhám.
- Làm tăng độ ẩm của không khí tại các phân xưởng sản suất (nếu dùng máng hở).

Scanned with CamScanner

3. Phân loại

Theo phương tiện vận chuyển người ta chia ra làm hai phương pháp: Vận chuyển theo máng dẫn và vận chuyển theo đường ống.

Theo trạng thái vận chuyển có thể chia vận chuyển tự nhiên và vận chuyển cưỡng bức. Trong thực tế thường dùng hệ thống kết hợp hai trạng thái trên. Trong trường hợp này phần hệ thống vận chuyển cưỡng bức lấy vật liệu tạo hỗn hợp rắn - lỏng. Ở phần hệ thống vận chuyển tự nhiên thì vật liệu chuyển động trong các máng hở hoặc trong các ống dẫn.

Vận chuyển hỗn hợp trong các máng hở thì có thể quan sát được quá trình chuyển động của hỗn hợp và tiện lợi kiểm tra hệ thống làm việc. Tuy vậy cách này chỉ có thể dùng được khi có chênh lệch mức nước trên đoạn đường vận chuyển, có nghĩa là máng phải có độ dốc cần thiết. Ngoài ra vận chuyển tự nhiên bằng thuỷ lực chỉ có thể thực hiện được khi có một lượng nước khá lớn.

Theo áp suất đẩy hỗn hợp rắn lỏng người ta chia ra 2 loại:

Vận chuyển với áp suất thấp:

Do nước có áp suất thấp vật liệu được cuốn đi, sau đó cả hỗn hợp rắn - lỏng được đẩy tới chỗ đã định bằng bơm ly tâm. Đặc điểm của phương pháp dùng áp suất thấp là phải có máng hở để cho hỗn hợp chảy tự nhiên.

Trên các máng có che lưới sắt. Để đưa vật liệu từ thùng chứa (hoặc từ địa điểm tháo bất kỳ) ra máng hở cần lắp ở dưới thùng chứa một thiết bị dội hoặc một ống góp, trong đó vật liệu rời được trộn lẫn với nước. Dưới tác dụng của dòng nước vật liệu trôi xuống máng hở. Cũng có trường hợp người ta tháo vật liệu từ thùng chứa xuống ngay máng.

Trên đường máng, đặc biệt tại các chỗ ngoặt đều có lắp những vòi phun kích thích để tăng vận tốc của vật liệu vận chuyển (đặc biệt là vật liệu dạng cục lớn). Nước dùng cho các vòi phun kích thích có áp suất xấp xỉ 10 át.

Hỗn hợp rắn - lỏng chuyển động theo đường máng tới bơm ly tâm và từ đây được đẩy tới nơi sử dụng hoặc tới hố thải nếu vật liệu không cần dùng.

Nhược điểm của phương pháp này là cánh bơm bị mòn rất nhanh nhất là khi vận chuyển các vật liệu nhám.

Vận chuyển vật liệu với áp suất cao.

Vật liệu nhờ nước có áp suất cao (25 - 30 át) trực tiếp đẩy đi. Trong hệ thống vận chuyển thuỷ lực với áp suất cao cần phải lắp tuye nước gần dưới chỗ tháo liệu.

Hỗn hợp rắn lỏng chuyển động trong ống dẫn , trong đó áp suất được giữ 15 - 70m cột nước. Tuye nước thường dùng hiện nay với áp suất phía trước 25 át sẽ tạo được áp suất phía sau 7 át, có khả năng đẩy hỗn hợp đi được một đoạn hơn 1km, đường kính ống dẫn thường làm bằng thép ϕ = 200 - 400mm.

Vận chuyển theo phương pháp kết hợp (vừa với áp suất cao vừa với áp suất thấp).

Theo phương pháp này thì vật liệu được chuyển từ thùng chứa xuống thiết bị dội rồi chảy theo nước vào máng đến bộ phận thu hồi của tuye. Dưới áp suất nước ở tuye vật liệu tiếp tục được đẩy đi theo đường ống. Nước đưa vào tuye nhờ một bơm cao áp.

Scanned with CamScanner

Phương pháp kết hợp không cần dùng đến các bơm hỗn hợp rắn - lỏng mà chỉ cần một số tuye tối thiểu, đồng thời phương pháp này cũng không cần những máng và hố chứa sâu.

13.4.2.TÍNH TOÁN HỆ THỐNG VẬN CHUYỂN BẰNG THUỶ LỰC [10]

1. Vận tốc vận chuyển theo đường ống

Khi tính toán các hệ thống vận chuyển thuỷ lực với chế độ cưỡng bức thì chọn vận tốc của dòng nước là một việc quan trọng.

Chế độ chuyển động của hỗn hợp rắn - lỏng trong ống có hiệu quả cao nhất khi các tổn thất thuỷ lực nhỏ nhất là chế độ chuyển động với vận tốc nhỏ nhất, đảm bảo cho các hạt vận chuyển luôn luôn nằm ở trạng thái lơ lửng. Người ta gọi vận tốc này là vận tốc tới hạn.

Thực tế trong các hệ thống vận chuyển thuỷ lực, để đảm bảo chắc chắn người ta thường chọn vận tốc hỗn hợp rắn - lỏng lớn hơn vận tốc tới hạn rất nhiều.

Vận tốc làm việc của hỗn hợp rắn - lỏng xác định theo trị số của vận tốc thăng bằng của vật liệu vận chuyển trong dòng nước và được xác định theo công thức:

$$v = (3 \div 4)\, v_B,\ m/s \qquad (13.16)$$

Trong đó:

v_B - vận tốc thăng bằng của vật liệu vận chuyển đối với nước m/s.

Vận tốc v_s phụ thuộc vào kích thước hạt vật liệu, đường kính ống dẫn, khối lượng riêng của vật liệu và được xác định theo công thức thực nghiệm:

$$v_B = C_n \cdot \sqrt{d(\gamma - 1)} \qquad (13.17)$$

Trong đó:

C_n - hệ số kinh nghiệm, thường lấy bằng 0,55;

d - đường kính hạt vật liệu, cm;

γ - khối lượng riêng của vật liệu vận chuyển, t/m^3.

2. Các thông số cơ bản của hệ thống vận chuyển thuỷ lực

Nồng độ của hỗn hợp:

Nồng độ của hỗn hợp rắn - lỏng μ_n là tỷ số giữa thể tích của vật liệu với thể tích của nước tiêu thụ trong quá trình vận chuyển:

$$\mu_n = \frac{V_v}{V_n} \qquad (13.18)$$

Trong đó:

V_v - thể tích lượng vật liệu vận chuyển trong một đơn vị thời gian, m^3/h;

V_n - thể tích lượng nước tiêu thụ trong một đơn vị thời gian, m^3/h.

Scanned with CamScanner

Trong thực tế nồng độ của hỗn hợp rắn - lỏng dao động trong một giới hạn rộng (từ 0,8 đến 30) và phụ thuộc vào độ lớn, khối lượng và hình dạng của vật liệu vận chuyển.

Năng suất thể tích của hệ thống vận chuyển thuỷ lực có thể xác định theo công thức:

$$Q_v = 3600F_d.v,\ m^3/h \qquad (13.19)$$

Trong đó:

F_d - diện tích tiết diện của dòng hỗn hợp rắn - lỏng, m^2;

v - vận tốc của dòng hỗn hợp rắn - lỏng, m/s.

Đối với hệ thống máng dẫn $F_d = 0,8F$ (F - diện tích mặt cắt ngang của ống dẫn).

Tổn thất áp suất khi vận chuyển hỗn hợp rắn - lỏng trong ống dẫn bằng phương pháp cưỡng bức bao gồm các tổn thất thuỷ lực để cho nước sạch chuyển động và các tổn thất phụ để cho các hạt rắn của vật liệu chuyển động. Vì vậy nồng độ của hỗn hợp rắn - lỏng càng tăng thì tổn thất áp suất cũng tăng theo.

Đối với ống dẫn nằm ngang, trị số trở lực (tổn thất áp suất) có kể đến áp suất của vận tốc cần để đẩy hỗn hợp rắn - lỏng ra khỏi ống dẫn với vận tốc *v* được xác định theo công thức:

$$P = \lambda_n \frac{l}{d}.\frac{v^2}{2} + \frac{v^2}{2} = \left(\lambda_n \frac{l}{d} + 1\right)\frac{v^2}{2} \qquad (13.20)$$

Trong đó:

λ_n - hệ số tổn thất thuỷ lực

$$\lambda_n = (0,03 + \frac{0,0018}{\sqrt{v.d}})\gamma_h \qquad (13.21)$$

l - chiều dài ống dẫn nằm ngang, m;

d - đường kính ống dẫn, m;

γ_h - khối lượng riêng của hỗn hợp rắn - lỏng:

$$\gamma_h = \frac{\gamma_n V_n + \gamma.V_v}{V_n + V_v} \qquad (13.22)$$

Trong đó:

γ_n ; γ - khối lượng riêng của nước và vật liệu rắn;

V_n, V_v - thể tích của nước và của vật liệu;

$\lambda_n = 0,04 - 0,045$ với nồng độ hỗn hợp rắn - lỏng bình thường.

Scanned with CamScanner

TÀI LIỆU THAM KHẢO

[1] - Trần Văn Bảo và nhiều tác giả - *Sổ tay thiết kế cơ khí*

Nhà xuất bản Khoa học kỹ thuật - Hà Nội -1977

[2] - Trịnh Chất, Lê văn Uyển - Tính toán thiết kế hệ dẫn động cơ khí.

Nhà xuất bản Giáo dục - 2005

[3] - Nguyễn Đăng Cường, Lê Công Thành, Bùi Văn Xuyên, Trần Đình Hoà - *Máy nâng chuyển và thiết bị cửa van*

Nhà xuất bản Xây dựng - Hà Nội - 2003

[4] - Trần Doãn Đỉnh và nhiều tác giả - Truyền dẫn thuỷ lực trong chế tạo máy

Nhà xuất bản Khoa học kỹ thuật - Hà Nội - 2002

[5] - Nguyễn Văn Hợp - Phạm Thị Nghĩa - Lê Thiện Thành - *Máy trục vận chuyển*

Nhà xuất bản Giao thông vận tải - Hà Nội - 2000

[6] - Vũ Quang Hồi - Nguyễn Văn Chất, Nguyễn Thị Liên Anh - *Trang bị điện - điện tử máy công nghiệp dùng chung*

Nhà xuất bản Giáo dục - 1996

[7] - Nguyễn văn Hùng, Phạm quang Dũng, Nguyễn thị Mai - *Máy xây dựng*

Nhà xuất bản Khoa học kỹ thuật - Hà Nội - 1998.

[8] - Phạm Văn Khảo - *Truyền động tự động khí nén*

Nhà xuất bản Khoa học kỹ thuật -1999

[9] - Nguyễn Thanh Kỳ - *Máy vận chuyển - lý thuyết và tính toán*

Phân hiệu ĐHGTĐT - 1974

[10] - Tôn Thất Minh - *Giáo trình máy và thiết bị chuyển và định lượng*

Đại học Bách khoa Hà Nội - 2000.

[11] - Bùi Xuân Liêm - *Nguyên lý máy*

Nhà xuất bản Giáo dục - Hà Nội -1992

[12] - Đào Trọng Thường, Nguyễn Đăng Hiếu, Trần Doãn Trường, Võ Quang Phiên - *Máy nâng chuyển* - 1,2,3

Nhà xuất bản Khoa học kỹ thuật - Hà Nội -1986

[13] - Trương Quốc Thành, Phạm Quang Dũng - *Máy và thiết bị nâng*

Nhà xuất bản Khoa học kỹ thuật - Hà Nội - 2004

Scanned with CamScanner

[14] - Nguyễn Danh Sơn- Nguyễn Hồng Ngân - *Máy xếp dỡ*

Nhà xuất bản Đại học Quốc gia Thành phố Hồ Chí Minh - 2006

[15] - Hồ Lệ Viên- *Giáo trình tính toán các máy hoá hất và thực phẩm*

Đại học Bách khoa - Hà Nội - 1997

[16] - Franz Holzweiig - Hans Dresig - Vũ Liêm Chính - Phan Nguyên Di - Nguyễn văn Khang- *Giáo trình động lực học máy*

Nhà xuất bản Khoa học Kỹ thuật - Hà Nội - 2001

[17] - А.К.шевлягии - *Шагающии Конвеиер* - издателЬское оБЪединение <<вищашкола>> - 1975

[18] - А.Ф. БАЗАНОВ- *Подъемнотранспортные машины*- Изд-во. Изд-во Москва "машиныстроительние" - 1969

[19] - ф.к.ивнченко; в.с.Бондарев; н.п.колесник; в.я.БРАБАнов - *Расчеты грузоподЪемных и транспортирующих машин* - издательское ОБъединение <вищашкола>-1975

[20] - Н.Г. ДОМБРОВСКИЙ - Ю.Л.КАРТВЕЛИШВИЛИ- М.И. ГАЛЬПЕРИИ *Строительные машины* - Изд-во Москва "машиныстроительние"- 1976

[21] - Е.И. ВЕРЕМЕЕНКО - *Пртовые груподъемные машины* - Изд-во. Москва "Транспорт" 1984.

[22] - в.я. КИРИКУН - *Строительные машины* - Издатеьство Ассоциць Строительных Москва 2005

[23] - ю.а.пертна. - *Конвеиеры Справочник*- Ленинград <машиностроение> ленинградское - отделение -1984

[24] - R.A. Maiarimmon - *Gui for the Design of Crane- Supporting Steel Structures*- copyright © 2004 by Canadian Institute of Steel Construction

[25] - WWW. Carmanindustries.com - *Carman Vibrating Conveyors*- ©1998-carman industries Printed U.S.A.

Scanned with CamScanner

MỤC LỤC

Lời nói đầu 3

PHẦN 1: CƠ SỞ THIẾT KẾ MÁY VẬN CHUYỂN LIÊN TỤC 5

Chương 1: Khái quát chung 5

1.1. Công dụng và phân loại 5

1.2. Thông số cơ bản của máy vận chuyển liên tục 10

1.3. Tính chất của vật liệu vận chuyển 12

1.4. Chế độ làm việc và đặc điểm điều kiện làm việc 18

1.5. Tải trọng tính toán 22

1.6. Lựa chọn hệ số dự trữ bền của các phần tử kéo 24

1.7. Vật liệu đối với các chi tiết của băng chuyền 28

1.8. Khái quát về độ tin cậy của máy vận chuyển liên tục 30

Chương 2: Lý thuyết tính toán chung 34

2.1. Năng suất của máy vận chuyển liên tục 34

2.2. Phương pháp chung tính công suất của động cơ dẫn động 39

2.3. Lực cản chuyển động của máy 43

2.4. Lực căng của thiết bị kéo 55

2.5. Truyền động ma sát trong băng chuyền 67

2.6. Truyền động ăn khớp trong băng chuyền 73

2.7. Quỹ đạo chuyển động của vật liệu vận chuyển 79

Chương 3: Các chi tiết, bộ phận cơ bản 82

3.1. Dây băng 82

3.2. Con lăn và tang trống 90

3.3. Xích và đĩa xích 99

Scanned with CamScanner

3.4. Thiết bị căng băng 106
3.5. Thiết bị phanh và hãm 111
3.6. Thiết bị cấp tải và ra tải 114
37. Thiết bị làm sạch 123
3.8. Động cơ dẫn động 124
PHẦN 2: CÁC LOẠI MÁY VẬN CHUYỂN LIÊN TỤC 129
Chương 4: Băng đai 129
4.1. Công dụng, cấu tạo và phân loại 129
4.2. Tính toán băng đai 137
Chương 5: Băng tấm 146
5.1. Công dụng, cấu tạo và phân loại 146
5.2. Kết cấu các bộ phận chủ yếu 150
5.3. Tính toán băng tấm 157
Chương 6: Băng gầu 160
6.1. Công dụng, phân loại và cấu tạo 160
6.2. Các bộ phận chủ yếu của băng gầu 165
6.3. Tính toán băng gầu 169
Chương 7: Băng gạt 176
7.1. Công dụng, cấu tạo và phân loại 176
7.2. Kết cấu các bộ phận của băng gạt 186
7.3. Tính toán băng gạt 187
Chương 8: Băng treo 192
8.1. Công dụng, phân loại và cấu tạo 192
8.2. Tính toán băng treo 198
Chương 9: Băng lăn 203
9.1. Công dụng, phân loại 203
9.2. Tính toán băng lăn 209

Scanned with CamScanner

Chương 10: Băng vít 211
10.1. Giới thiệu chung 211
10.2. Kết cấu băng vít 216
10.3. Tính toán băng vít 220
Chương 11: Băng rung 226
11.1. Giới thiệu và phân loại 226
11.2. Tính toán băng lắc, băng rung 232
Chương 12: Băng bước 239
12.1. Giới thiệu, phân loại và cấu tạo 239
12.2. Tính toán băng bước 242
Chương 13: Thiết bị vận chuyển bằng khí nén và thuỷ lực 253
13.1. Giới thiệu và phân loại 253
13.2. Các bộ phận cơ bản của thiết bị vận chuyển khí ép 258
13.3. Tính toán thiết bị vận chuyển khí ép 262
13.4. Hệ thống vận chuyển bằng thuỷ lực 267
TÀI LIỆU THAM KHẢO 271

Scanned with CamScanner

Chịu trách nhiệm xuất bản
LÊ TỬ GIANG
Biên tập
NGUYỄN MINH NHẬT
Trình bày
DƯ THỊ HUẾ
Bìa
VƯƠNG THẾ HÙNG

NHÀ XUẤT BẢN GIAO THÔNG VẬN TẢI
80B TRẦN HƯNG ĐẠO – HÀ NỘI
ĐT: 0439423345 * FAX: 0438224784

In 500 cuốn, khổ 19 x 27cm, tại Công ty in Giao thông – Nhà xuất bản GTVT.
Đăng ký KHXB số: 148-2010/CXB/67-05/GTVT.
Quyết định xuất bản số: 42/QĐ-GTVT ngày 15 tháng 3 năm 2010.
In xong và nộp lưu chiểu Quý I năm 2010.

Scanned with CamScanner

Máy vận chuyển liên tục

ThS. Phạm Đức

TÌM ĐỌC:

- VẬT LIỆU XÂY DỰNG MỚI
- XÂY DỰNG MẶT ĐƯỜNG ÔTÔ
- XÂY DỰNG NỀN ĐƯỜNG ÔTÔ
- TIÊU CHUẨN THIẾT KẾ ĐƯỜNG ÔTÔ
- TIÊU CHUẨN KỸ THUẬT CÔNG TRÌNH GIAO THÔNG (từ tập 1 đến tập 1[illegible])
- CẦU BÊ TÔNG CỐT THÉP (tập 1 và tập 2)
- THIẾT KẾ THỦY LỰC CHO DỰ ÁN CẦU ĐƯỜNG

Phát hành tại
Nhịp cầu Tri thức®
80B Trần Hưng Đạo - Hà Nội
ĐT: 04.39428746 - Fax: 04.38224784

Giá: 70.000đ

Scanned with CamScanner